

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Этот электронный документ предназначен только для частного использования в образовательных целях.

Любая форма продажи и перепродажи этого электронного документа **запрещена!**

Переведён в формат DeJaVue (.djvu) и снабжён гиперссылками **by SPA**.
Если у Вас есть замечания и предложения, касающиеся этого документа, прошу обращаться на e-mail vniiam@inbox.ru.

Май , 2004 год.

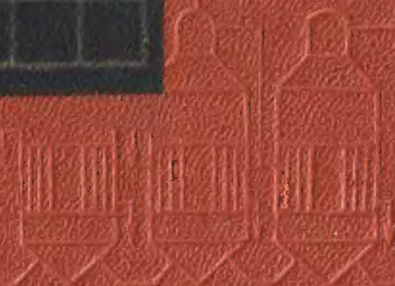
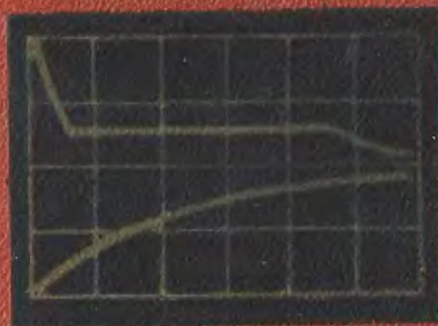
ПЕРЕЙТИ К ОГЛАВЛЕНИЮ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

621.1
Б194

А. М. Баклаотов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МОНТАЖ
И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ТЕПЛО-
ИСПОЛЗУЮЩИХ
УСТАНОВОК



А. М. БАКЛАСТОВ

2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» высших учебных заведений



«ЭНЕРГИЯ»

Москва 1970

62.1
БП2.2
Б 19 4
УДК 621.1 (075.8)

Бакластов А. М.

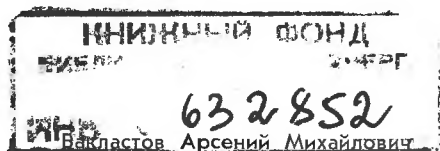
Б 19 Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. Учеб. пособие для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» высших учебных заведений. М., «Энергия», 1970

568 с. с илл.

В книге изложены теоретические основы некоторых энергетических процессов, описаны схемы и конструкции типовых теплоиспользующих установок и их элементов, приведены методы расчета и последовательность их проектирования. Рассмотрены также вопросы изготовления теплообменных аппаратов, монтажа и эксплуатации теплоиспользующих установок.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов высших технических учебных заведений по специальности «Промышленная теплоэнергетика» (0308). Содержание книги соответствует программе курса «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок». Книга может быть использована в качестве учебного пособия при курсовом и дипломном проектировании, а также быть пособием для инженеров и техников, работающих в области проектирования, монтажа и эксплуатации промышленных теплоиспользующих установок.

3-2-2
7-70



БП2.2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК

Редактор М. С. Аронович
Ведущий редактор Л. Н. Синельникова
Технический редактор В. М. Скитина
Корректор И. А. Володяева

Сдано в набор 9/VI—1970 г. Подписано к печати 27/XI—1970 г. Т-18707.
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 2 Усл. печ. л. 32,65
Уч.-изд. л. 29,82 Тираж 22 000 экз. Цена 1 р. 38 к. Зак. 656

Издательство «Энергия». Москва, М-114. Шлюзовая наб., 10.

Владимирская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Гор. Владимир, ул. Победы, д. 18-6

ПРЕДИСЛОВИЕ

В последние годы более чем в сорока вузах страны готовят инженеры по специальности «Промышленная теплоэнергетика» (0308). Кроме общего курса «Теплоиспользующие установки», который слушают все студенты названной специальности, многие из них изучают спецкурс «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок», выполняют курсовые и дипломные проекты. Настоящая книга соответствует типовой программе и является учебным пособием по курсу «Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок».

На основе настоящей книги студенты могут также выполнять курсовые и дипломные проекты по теплоиспользующим установкам.

Первый раздел книги — «Проектирование теплоиспользующих установок» — предназначен для ознакомления с правилами и методами выбора оборудования, используемого в теплоприготовительных установках и технологических процессах. В нем описаны методы расчета и последовательность проектирования рекуперативных теплообменников и выпарных аппаратов, смесительных и ректификационных колонн, абсорбционных и парожеткорных холодильных установок, а также вспомогательного оборудования к ним. В книге приведены методы расчета и выбора электронагревателей.

Развитие автоматизации технологических процессов и необходимость управления агрегатами при переменных режимах их работы вызвали необходимость привести в книге основные сведения о динамике процессов тепло- и массообмена в некоторых аппаратах. Глава 7 — «Динамика процессов тепло- и массообмена» — написана канд. техн. наук Г. И. Светозаровой.

Во втором разделе книги излагаются современные методы изготовления и монтажа теплоиспользующего оборудования, приведены важные инструктивные и нормативные положения законодательных органов, содержатся основные сведения по эксплуатации и ремонту оборудования и охране труда в соответствующих производствах. По замыслу автора книга может служить пособием для изучения вопросов монтажа и эксплуатации теплоиспользующих установок в период прохождения студентами производственной практики.

Автор выражает глубокую благодарность заслуженному деятелю науки и техники РСФСР, доктору техн. наук, проф. П. Д. Лебедеву (МЭИ) за помощь в определении содержания рукописи, доктору техн. наук, проф. Л. С. Аксельроду, канд. техн. наук, доц. К. И. Лебедеву (МИХМ) и коллективу кафедры Процессы и аппараты (КПИ), возглавляемому доктором техн. наук, проф. И. И. Черныбыльским, за ценные указания и советы при рецензировании рукописи.

Особую признательность автор выражает канд. техн. наук, доценту М. С. Ароновичу за большой труд по редактированию книги.

Автор

О НОВЫХ ГОСУДАРСТВЕННЫХ СТАНДАРТАХ НА ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЙ

1 июля 1962 г. в СССР введен ГОСТ 8550-61 на тепловые единицы и 1 января 1963 г. ГОСТ 9867-61 «Международная система единиц (СИ)», частями которой являются система МКС для механических единиц и система МКСТ для тепловых единиц.

Основными единицами измерения в системе МКС являются метр (единица длины), килограмм (единица массы) и секунда (единица времени). Дополнительной единицей для тепловых измерений служит градус Кельвина. Все остальные единицы измерения являются производными. Так, например, в системе МКС единицей силы является ньютон (н), равный силе, сообщаемой единице массы — килограмму — ускорение в один метр в секунду в квадрате. Тем самым достигается отчетливое разграничение между единицей массы (кг) и единицей силы (н), имеющими разные наименования. Размерности основных единиц удобны для практических целей.

В настоящее время для механических измерений в теплотехнике широко применяется так называемая техническая система единиц измерения, для тепловых измерений — внесистемная единица — калория и другие основанные на ней единицы измерения.

Однако многие используемые в настоящее время для проектирования теплоиспользующей аппаратуры справочные и нормативные материалы пока не переведены в систему единиц СИ; многие расчетные формулы, таблицы и диаграммы основаны на коэффициентах, полученных экспериментально на основе старой системы единиц. Некоторое время наряду с системой СИ будут применяться старые единицы измерения.

В книге используются техническая система единиц измерения и тепловые единицы на основе калорий.

Для перевода основных применяющихся в настоящее время механических и тепловых единиц в систему «СИ» ниже приводятся соотношения между старыми и новыми единицами.

единица силы — ньютон (н):

$$1 \text{ н} = 0,101972 \text{ кг};$$

единица работы и энергии — джоуль (дж):

$$1 \text{ дж} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{м} = 0,27778 \cdot 10^{-6} \text{ квт} \cdot \text{ч} = 0,238846 \cdot 10^{-3} \text{ ккал};$$

единица мощности — ватт (вт):

$$1 \text{ вт} = 0,0013596 \text{ л. с.} = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{м/сек} = 0,859845 \text{ ккал/ч};$$

единица давления (напряжения) — ньютон на квадратный метр:

$$1 \text{ н/м}^2 = 0,101972 \text{ кг/м}^2 = 1,01972 \cdot 10^{-5} \text{ кг/см}^2 = 1,01972 \cdot 10^{-7} \text{ кг/мм}^2;$$

единица динамической вязкости — ньютон-секунда на квадратный метр:

$$1 \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2 = 0,101972 \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2 = 0,28326 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{ч/м}^2;$$

единица теплоемкости — джоуль на килограмм и градус:

$$1 \text{ дж/кг} \cdot \text{град} = 0,238846 \cdot 10^{-3} \text{ ккал/кг} \cdot \text{град};$$

единица теплоотдачи и теплопередачи — ватт на квадратный метр и градус:

$$1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град} = 0,860 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} =$$

$$= 0,239 \cdot 10^{-4} \text{ кал/см}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{град};$$

единица теплопроводности — ватт на метр и градус:

$$1 \text{ вт/м} \cdot \text{град} = 0,860 \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град} =$$

$$= 2,39 \cdot 10^{-3} \text{ кал/см} \cdot \text{сек} \cdot \text{град} = 0,001 \text{ квт/м} \cdot \text{град}.$$

Раздел первый

Проектирование теплоиспользующих установок

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование теплоиспользующих установок складывается из трех стадий: составления проектного задания, разработки технического проекта и выполнения рабочих чертежей. В некоторых случаях стадии проектирования могут совмещаться.

Проектное задание включает в сокращенном виде исходный материал для проектирования, например, техническое задание, содержащее принципиальные требования и пожелания к проекту, основные технологические чертежи, исходные условия и материалы для проектирования (географическая привязка, сырьевая база, источники энергии).

В соответствии с проектным заданием проектируемый объект должен отвечать определенным технологическим и экономическим требованиям. По технологическим требованиям объект должен полностью соответствовать рабочим чертежам и техническим условиям выпуска заданной продукции. По экономическим требованиям сооружение объекта должно вестись с минимальными затратами труда и с минимальными издержками производства. Проектное задание получается наиболее полноценным, если в его составлении принимают участие специалисты, хорошо знакомые с современными аналогичными объектами и с общим направлением проектирования.

Задача проектирования теплоиспользующих и технологических объектов характерна многовариантностью возможных решений. Из нескольких возможных вариантов выполнения проектного задания, равноценных с позиций технических требований, выбирается наиболее эффективный и рентабельный.

В техническом проекте дается окончательное техническое решение вопросов, поставленных в проектном задании, включающее следующие основные элементы:

1) принципиальные схемы технологического процесса, основные исходные технологические и энергетические параметры и схемы управления, контроля и автоматизации объекта;

2) чертежи общих видов основных технологических агрегатов и нестандартного вспомогательного оборудования;

3) компоновочные и строительные чертежи с необходимым количеством планов на различных отметках по высоте здания;

4) развернутые схемы энерго-, водо- и газоснабжения;

5) спецификации на все серийное и стандартное вспомогательное оборудование, контрольно-измерительные приборы и элементы схемы автоматизации и защиты;

6) перечень особых требований по технике безопасности, противопожарной, грозовой, паводковой и других видов защиты объекта;

7) сметы на оборудование, монтаж и наладку;

8) сметы на пробную эксплуатацию смонтированного оборудования;

9) пояснительную записку.

На основании технического проекта заказывают основное и вспомогательное оборудование, приборы контроля и автоматического регулирования и определяют объем затрат на реализацию проекта. После рассмотрения специалистами и утверждения проекта приступают к выполнению рабочих чертежей и к составлению спецификации на строительные материалы, трубы, арматуру, кабели, монтажное оборудование и инструменты, вспомогательные материалы и средства механизации.

Комплект рабочих чертежей состоит из следующих частей:

1) чертежей транспортных, энергетических и канализационных коммуникаций;

2) строительных и монтажных чертежей;

3) чертежей основного оборудования в сборе со всеми коммуникационными трубопроводами, лестницами и площадками обслуживания и стационарными подъемно-транспортными устройствами;

4) чертежей узлов и отдельных элементов оборудования;

5) чертежей монтажно-коммуникационных схем щитов, пультов управления и установки приборов контроля и регулирования;

6) чертежей различных специальных конструкций.

При изготовлении рабочих чертежей следует широко применять разработанные проектными организациями типовые чертежи и только в виде исключения выполнять специальные рабочие чертежи. В ряде случаев при наличии опытного монтажного персонала объем рабочих чертежей можно существенно сократить.

В настоящем разделе содержатся основные сведения, необходимые при техническом проектировании важнейших аппаратов теплоиспользующих установок, охватывающем вопросы теплового, технологического и конструктивного расчетов; кроме того, приводятся способы конструктивного оформления агрегатов, узлов и деталей этих установок.

Глава первая

КОНСТРУИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1-1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменные аппараты широко распространены в современной технике и имеют весьма многообразное назначение. Вместе с тем все они должны отвечать определенным общим требованиям, которые являются исходными при проектировании аппаратов. К этим требованиям относятся: высокая тепловая производительность и экономичность в работе; обеспечение заданных технологических условий процесса и высокого качества готового продукта; простота конструкции, дешевизна материалов и изготовления, компактность и малый вес аппарата; удобство монтажа, доступность и быстрота ремонта, надежность в работе, длительный срок службы; техническое и эстетическое соответствие времени проектирования; соответствие требованиям охраны труда, государственным стандартам, ведомственным нормам и правилам Госгортехнадзора.

Каждое из этих требований достигается определенными приемами и методами.

Высокая тепловая производительность теплообменного аппарата определяется многими факторами, в первую очередь интенсивным теплообменом, высокой теплопроводностью материала, малым заносом поверхностей теплообмена, своевременной продувкой и промывкой внутренних пространств аппарата, поддержанием оптимального режима работы. Экономичность работы аппарата может быть достигнута малыми затратами энергии на прокачивание теплоносителей, минимальным уносом технологического продукта с продувочными газами и промывными водами, удлинением межремонтных кампаний, максимальной механизацией и автоматизацией обслуживания. Заданные технологические условия процесса (температура, давление, химический состав и концентрация среды, время технологической обработки) и высокое качество продукции обеспечиваются выбором оптимальных температур теплоносителей, правильным расчетом поверхности теплообмена, подбором надлежащих конструкционных материалов, не вступающих в химическое взаимодействие со средой, выбором наивыгоднейших скоростей теплоносителей, строгой цикличностью или непрерывностью процесса и удобством его регулирования. Простота конструкции, дешевизна, компактность и малый вес аппарата достигаются при проектировании правильным выбором типа аппарата, формы поверхности теплообмена, стоимостью конструкционных материалов, степенью сложности основных деталей и узлов. Удобство монтажа и ремонта, а также надежность в работе и длительный срок службы определяют в первую очередь удачной конструкцией аппарата, высокой точностью расчетов на прочность и технологических расчетов, типизацией деталей и узлов и наличием их минимального запаса, соблюдением графиков и высоким качеством осмотров, испытаний и ремонтов.

Проектируемый аппарат должен отвечать достижениям науки и техники в области теории теплообмена, гидродинамики, новых конструкционных материалов и технической эстетики.

Строгое соблюдение применения стандартов, технических условий и норм при проектировании (например, системы допусков) удешевляет конструирование, изготовление, транспортирование и эксплуатацию теплооб-

менных аппаратов. В частности, необходимо строго соблюдать условия габаритности проектируемого оборудования, которые для перевозки по железным дорогам СССР сформулированы в ГОСТ 9238-59, а для перевозок речным транспортом — в межреспубликанских технических условиях МРТУ 2-04-10-63.

Выполнение правил Госгортехнадзора гарантирует прочность и безопасность эксплуатации оборудования.

При конструировании аппаратов не следует применять большое число типоразмеров даже стандартных деталей, узлов или марок материалов, это упрощает изготовление и ремонт оборудования.

Перечисленные выше требования и условия не исчерпывают всех факторов, имеющих важное значение при проектировании теплообменной аппаратуры. Однако даже краткий их перечень говорит об их многообразии. Поэтому все требования выполнить в полной мере невозможно. Максимально полное выполнение этих противоречивых требований и составляет основу рационального конструирования тепловых устройств.

1-2. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ КОНСТРУКЦИЮ, ВЕС И РАЗМЕРЫ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Конструкция и размеры любого теплообменного аппарата не являются случайными, а вытекают из требований, которым он должен удовлетворять в работе, и условий его изготовления. Производительность по готовому или исходному материалу, свойства и параметры теплоносителей и конструкционные материалы определяют размеры аппарата. Давление и температура обрабатываемых веществ, характер и степень динамичности нагрузки, конфигурация напряженных элементов определяют конструкцию и размеры деталей и прочность аппарата. Технология изготовления, определяемая технической оснащенностью завода-изготовителя, и серийность изделия влияют на форму, толщину стенок, эстетичность, надежность и стоимость аппарата.

Во всех случаях выбора или проектирования теплообменников следует иметь в виду, что аппараты периодического действия почти всегда уступают аппаратам непрерывного действия. Последние более производительны, имеют меньшие тепловые потери, обеспечивают бо-

лее высокое качество готового продукта и удобны в отношении применения автоматизации.

В выборе конструкции теплообменника определяющими являются обычно вес, объем и длина аппарата.

Снижение веса теплообменника при проектировании имеет важное значение в экономии расхода конструкционных материалов. Нередко снижение веса улучшает динамические характеристики теплообменного аппарата. Для всех установок, монтируемых на локомотивах, кораблях, самолетах и передвижных установках, снижение веса аппарата является одной из главнейших задач при проектировании.

Полный вес кожухотрубчатого теплообменного аппарата складывается из веса поверхности теплообмена G_{π} и веса кожуха (включая трубные решетки) G_{κ} :

$$G_{\text{т.а}} = G_{\pi} + G_{\kappa}. \quad (1-1)$$

Каждое из этих слагаемых зависит от целого ряда зависимых и независимых переменных (температуры, давления, плотности и скорости теплоносителей, качества конструкционных материалов, размеров поверхности теплообмена и др.), и точный подсчет их после аналитического выражения может быть произведен с помощью электронной цифровой вычислительной машины. Однако для приближенного технико-экономического расчета величины G_{π} и G_{κ} можно определить по эскизам или чертежам проектируемого аппарата.

Наибольшее значение для снижения веса теплообменного аппарата имеют уменьшение диаметра труб, увеличение скорости теплоносителей и снижение давления в трубном и межтрубном пространствах.

Изменение длины труб аппарата незначительно сказывается на его весе. Вес аппарата растет с увеличением плотности конструкционных материалов (ρ_m) и снижается с увеличением допускаемого напряжения $\sigma_{\text{доп}}$.

Вес аппарата обратно пропорционален средней разности температур между теплоносителями $\Delta t_{\text{ср}}$. Однако увеличение абсолютных значений температур может привести к снижению $\sigma_{\text{доп}}$. Увеличение $\Delta t_{\text{ср}}$ может быть достигнуто применением теплоносителей с резко выраженной зависимостью теплоемкости от температуры. Тогда при больших значениях конечных разностей на концах теплообменника средняя интегральная разность может резко возрасти.

При большом различии коэффициентов теплоотдачи на внутренней и внешней сторонах разделительной стенки из-за различия физических свойств теплоносителей эффективным средством уменьшения веса аппарата является оребрение теплопередающей поверхности.

Замена воды и водяного пара высокотемпературными теплоносителями позволяет резко снизить давление и повысить температурные напоры. Оба эти фактора способствуют уменьшению веса аппарата даже при снижении численных значений коэффициентов теплоотдачи.

Одним из способов снижения веса теплообменного аппарата при проектировании установки может быть отказ от многоходового кожухотрубчатого теплообменника в пользу змеевикового аппарата за счет снижения веса кожуха, трубных решеток, отсутствия перегородок и т. д., особенно при высоком давлении одного из теплоносителей.

Объем теплообменного аппарата имеет важное значение в целом ряде специальных устройств. Для анализа задачи составляют уравнение зависимости между объемом аппарата и независимыми переменными [Л. 40], затем одним из методов производят минимизацию объема; соответствующее значение переменных определяет режим работы аппарата, отвечающий минимальному объему.

Длина труб сказывается на результатах расчета аппарата только в теплообменниках малой длины специальных конструкций, так как рекомендуемые в литературе формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи с помощью Re и Pr справедливы для отношений длины к диаметру труб $l/d > 50$. Аналитически влияние длины на значения коэффициентов теплоотдачи определяется комплексом вида $(l/d)^m$, где m — очень малая величина, порядка 0,03—0,06.

1-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ЧИСЛА АППАРАТОВ

Аппараты периодического действия имеют неизбежные простои для загрузки, разгрузки, чистки, промывки, продувки и других вспомогательных операций. В конструкции аппарата необходимо учитывать это обстоятельство с целью максимального сокращения непроизводительного времени.

Если задан суточный объем перерабатываемого материала V , $\text{м}^3/\text{сутки}$, и известны полный $V_{\text{пол}}$ и фактически используемый $V_{\text{исп}}$ объемы аппарата, время обработки материала в аппарате τ_1 и время вспомогательных операций τ_2 в (часах), а коэффициент использования объема аппарата

$$\frac{V_{\text{исп}}}{V_{\text{пол}}} = \varphi, \quad (1-2)$$

причем $\varphi=0,7-0,85$ для спокойных процессов и $0,4-0,6$ для процессов с бурным кипением и пенообразованием то число технологических операций за сутки α составит

$$\alpha = \frac{V}{V_{\text{исп}}}, \quad (1-3)$$

число операций на одном аппарате за сутки β :

$$\beta = \frac{24}{\tau_1 + \tau_2} = \frac{24}{\tau}, \quad (1-4)$$

необходимое число аппаратов n_0 :

$$n_0 = \frac{\alpha}{\beta} = \frac{V}{V_{\text{исп}}} \frac{\tau}{24}. \quad (1-5)$$

С учетом определенного резерва число аппаратов периодического действия для одного технологического процесса n будет равно:

$$n = (1,1 - 1,5) \frac{V\tau}{24V_{\text{исп}}}. \quad (1-6)$$

После определения величины и конструктивной разработки формы поверхности теплообмена и других внутренних элементов аппарата можно с учетом технологических свойств продукта и активности процесса выбрать коэффициент заполнения аппарата. Задавшись полным объемом аппарата из условий габаритов помещения и мощности подъемно-транспортных, загрузочных и разгрузочных устройств, можно найти полезный объем, число и размеры проектируемых аппаратов.

Число аппаратов непрерывного действия определяют по оптимальной емкости V , секундной производительности $v_{\text{сек}}$ и времени, необходимому для проведения процесса τ (сек). Если из условий наиболее удобной компоновки поверхности нагрева или насадки для контакта

фаз, а также габаритов цеха объем аппарата равен V , м^3 , то число параллельно работающих аппаратов

$$n = (1,1 - 1,5) \frac{v_{\text{сек}} \tau}{V}. \quad (1-7)$$

1-4. ВРЕМЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОБЕГА АППАРАТОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Производительность всех технологических аппаратов снижается со временем из-за вредных побочных процессов, протекающих в них. Загрязнение поверхности теплообмена, коррозия элементов аппарата, нарушение герметичности соединений узлов и деталей, износ запорных и регулирующих устройств и другие причины приводят к необходимости эпизодической остановки аппаратов для ремонта, т.е. для восстановления их производительности.

Время наиболее выгодно экономически пробега аппарата можно определить на основании следующих соображений (рис. 1-1, а). Если изменение производительности аппарата v во время τ изобразить в виде кривой MN , выражаемой уравнением $v=f(\tau)$, то величина площадки под кривой за время τ_1 будет равна количеству продукта A , обработанного в аппарате за это время, и выразится уравнением

$$A = \int v d\tau. \quad (1-8)$$

Разделив площадку A на время работы аппарата τ_1

$$\frac{\int v d\tau}{\tau_1} = v_{\text{ср}}, \quad (1-9)$$

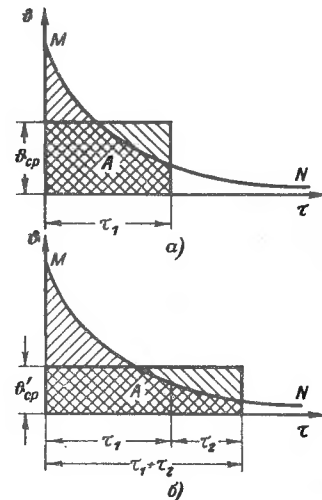


Рис. 1-1. Графики к определению оптимального времени пробега аппарата.

а — без учета времени простоев; б — с учетом времени простоев.

получим среднюю производительность v_{cp} аппарата за все время его работы с момента пуска.

Так как кривая изменения производительности асимптотически приближается к оси абсцисс, то с увеличением длительности работы τ_1 средняя производительность аппарата v_{cp} будет уменьшаться. Уменьшение времени работы способствует увеличению съема готового продукта с одного аппарата, но уменьшает отношение работы к времени простоя τ_1/τ_2 , в результате чего средняя производительность аппарата за длительный период может снизиться (рис. 1-1, б). Следовательно, необходимо найти оптимальное время работы аппарата до останова на ремонт. Оптимальная длительность работы аппарата соответствует максимальной средней производительности аппарата v'_{cp} , определяемой с учетом времени ремонта, т. е.

$$v'_{cp} = \frac{\int_0^{\tau} v d\tau}{\tau_1 + \tau_2} \quad (1-10)$$

Очевидно, что с уменьшением времени ремонта τ_2 увеличивается средняя производительность аппарата, т. е. рациональная конструкция аппарата, обеспечивающая быстрое проведение ремонта, способствует повышению его производительности. Кривые изменения производительности можно построить только на основании данных эксплуатации и испытаний конкретного аппарата, и поэтому оптимальное время работы аппарата можно определить только для работающего оборудования.

1-5. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И УСТРОЙСТВО ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплоносители

Теплообменные аппараты нашли широкое применение как самостоятельные агрегаты или как важные элементы сложных технологических установок в энергетической, химической, нефтяной, пищевой и других отраслях промышленности.

Процессы теплообмена осуществляют для различных целей и между различными теплоносителями.

Для охлаждения наиболее целесообразно использовать воду и воздух. Такие достоинства воды, как высокая теплоемкость, большой коэффициент теплоотдачи, малая химическая активность и доступность, способствуют широкому применению ее в качестве охлаждающего агента. В зависимости от местных условий начальная тем-

пература охлаждающей воды колеблется от 3 до 25°С, а артезианская вода в течение всего года имеет почти постоянную температуру (8—10°С). Конечную температуру воды во избежание выделения растворенных в ней солей и образования накипи принимают обычно не выше 50°С. При охлаждении среды с температурой выше 100°С применяют испарительное охлаждение, при котором часть охлаждающей воды испаряется. Расход воды при таком охлаждении резко снижается, а образующийся пар может быть утилизирован. В случае больших расходов охлаждающей воды целесообразно применять оборотные циклы, т. е. отработавшую воду охлаждать в градирнях, прудах или брызгальных бассейнах, а затем снова использовать.

Широкое распространение для охлаждения нашел воздух. При естественном охлаждении нагретый теплоноситель охлаждается за счет потерь тепла через стенки аппарата в окружающую среду. Искусственное охлаждение воздухом используется в поверхностных и смешительных теплообменниках. Низкий коэффициент теплоотдачи, запыленность и малая объемная теплоемкость воздуха ограничивают его широкое применение в современных высокоинтенсивных теплообменных процессах.

Достижение более низких температур, чем при охлаждении природными хладагентами (водой, воздухом), возможно при использовании обычного и «сухого» льда, охлаждающих смесей (смеси льда с различными солями), холодильных рассолов (растворы CaCl_2 , NaCl и др.), паров низкокипящих жидкостей (аммиака, сернистого ангидрида, хлорметила и др.), а также сжиженных газов (кислорода, азота, водорода, гелия).

В качестве горячих теплоносителей для нагревания среды самое широкое применение нашли: водяной пар, вода, дымовые газы и некоторые высококипящие жидкости.

Для нагревания до 150—170°С наиболее удобен водяной пар давлением 6—10 ат. Такие его свойства, как высокий коэффициент теплоотдачи и постоянство температуры при конденсации, большая скрытая теплота парообразования, удобство транспортирования по трубопроводам без перекачивающих устройств и простота регулирования, а также возможность приобретения его по низкой стоимости из теплофикационных турбин, позволили водяному пару стать одним из самых распространенных теплоносителей во всех отраслях промышленности. Обогрев может производиться «глухим» или «острым» паром. Глухим паром обогрев осуществляется через теплопередающую поверхность. При обогреве острым паром, если такой нагрев допустим, его вводят непосредственно в нагреваемую среду, а образующийся при этом конденсат смешивается со средой. Ввод острого пара в нагреваемую жидкость осуществляется с помощью либо перфорированной трубы, либо смешительного инжектора, устанавливаемых в жидкости ниже ее уровня. К обогреву водяным паром и «перегретой» водой до температур выше 170°С прибегают редко, так как неизбежное при этом повышение давления греющего теплоносителя влечет за собой утяжеление и удорожание аппаратуры и коммуникаций.

Для нагревания до температур выше 170°С применяют вещества в жидкой и паровой фазах с высокой температурой кипения при атмосферном или близком к нему давлении.

Высокотемпературные теплоносители. В настоящее время известно много таких веществ, температура плавления

которых относительно низка, а температура кипения даже при атмосферном давлении составляет несколько сотен градусов — диффузионная смесь, силиконы, соли щелочных металлов и их смеси, ртуть и др. [Л. 100].

Дымовые газы, образующиеся при сжигании топлива, применяются для нагревания до высоких температур (700°C и более). Однако низкий коэффициент теплоотдачи, малая объемная удельная теплоемкость, засоренность (в том числе раскаленными остатками негоревших частиц топлива), трудность регулирования и дальнего транспорта ограничивают применение точных дымовых газов в качестве теплоносителей в теплообменных аппаратах.

Электрическая энергия также применяется для нагревания веществ в технологических процессах. Электрический обогрев отличается равномерностью, простотой регулирования и возможностью развивать высокие температуры (до 2000°C и выше), однако следует иметь в виду, что электрообогрев на основе теплового производства электроэнергии всегда будет иметь более низкий к. п. д., чем способы нагрева, основанные на сжигании топлива.

По способу передачи тепла различают три группы теплообменных аппаратов:

1) рекуперативные, в которых теплопередача осуществляется через стенку, разделяющую два теплоносителя;
2) регенеративные, в которых тепло горячего теплоносителя отдается твердому телу-насадке, а затем холодный теплоноситель, омывая нагревшуюся насадку, охлаждает ее, нагреваясь при этом;

3) смешительные, в которых теплообмен происходит при непосредственном соприкосновении теплоносителей.

Регенеративные теплообменники, получившие широкое распространение в огнетехнических и криогенных процессах, описываются в специальных курсах и в настоящей книге не рассматриваются. Теплообменники смешения конструктивно значительно проще поверхностных, и в них полнее используется потенциал передаваемого тепла. Поэтому рекомендуется применять их во всех случаях, когда допустимо смешение теплоносителей. Однако смешение теплоносителей допускается редко, и поэтому рекуперативные теплообменники нашли значительно более широкое распространение.

Основы проектирования теплообменных аппаратов будут рассмотрены на конструктивных формах рекуперативных аппаратов.

По конструкции и форме поверхности рекуперативные теплообменники очень разнообразны и имеют давнюю историю, а в последние годы они получили новое интенсивное развитие на основе новых методов сварки, штамповки и прокатки.

Теплообменники с рубашечным обогревом

Развитие теплообменных аппаратов началось с варочных котлов с огневым и газовым обогревом (рис. 1-2, а). Недостатки таких аппаратов: малый коэффициент теплопередачи, неравномерность обогрева, низкий к. п. д. (20—40%) и трудность регулирования процесса. Усовершенствованные установки с огневым обогревом (масляные бани, аппараты с механическими мешалками, устройства для регулирования температуры газов) применяются изредка и в настоящее время.

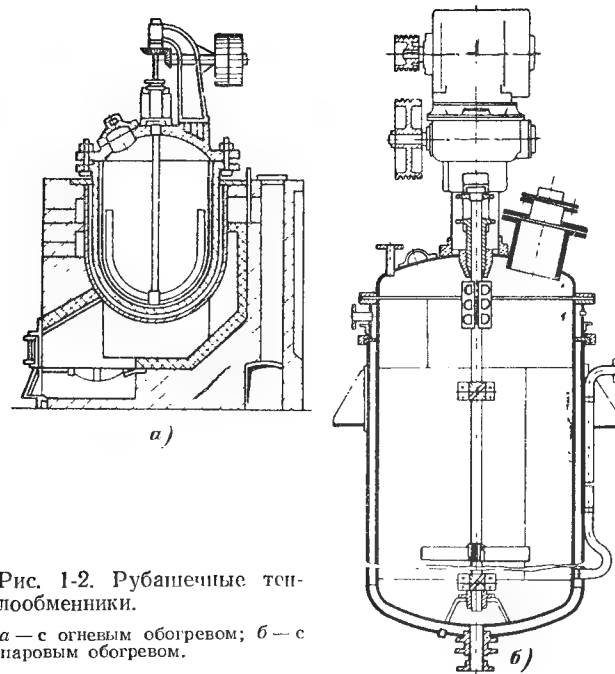


Рис. 1-2. Рубашечные теплообменники.

а — с огневым обогревом; б — с паровым обогревом.

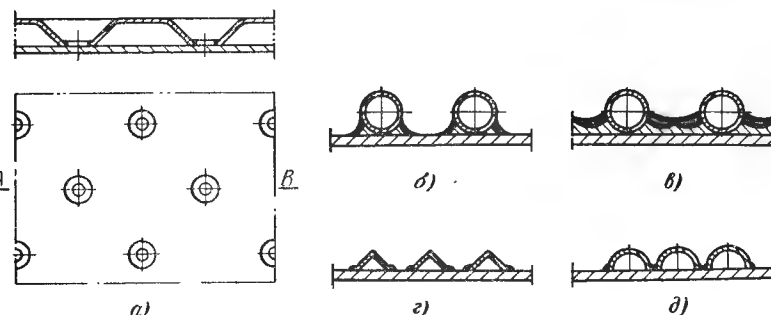


Рис. 1-3. Станки теплообменников с усиленной рубашкой.

а — рубашка приварена к стенке аппарата по кромкам выштампованных отверстий; б — трубы приварены к стенке аппарата; в — крепление труб сваркой через медные прокладки; г — поверхность нагрева из половинок труб; д — поверхность нагрева из половинок труб.

торых установка змеевика внутри сосуда затруднительна, — в теплообменниках со скребками и мешалками.

Аппараты с гладкостенными рубашками применяют для обогрева паром или жидкостью с давлением не более 5 ат. Аппараты с рубашками, пригодные для работы при высоких давлениях, изготовляют из листов с выштампованными отверстиями (рис. 1-3, а). По периметру этих отверстий кромки листа приваривают к стенке аппарата. Рубашки такой конструкции допускают давление греющего пара до 50 ат.

Более совершенны аппараты для нагрева теплоносителями высоких давлений (до 70 ат), в которых стальной змеевик приваривается к наружной поверхности корпуса аппарата (рис. 1-3, б). Если материал корпуса не может быть сварен непосредственно со стальными змеевиками, применяют способ, показанный на рис. 1-3, в: на предварительно очищенную наружную поверхность стенки корпуса укладывают вплотную медные прокладки, на которых располагают трубки змеевика, соединенные между собой сваркой. Для прочности трубки скрепляют между собой перпендикулярно укладываемыми полосами. Иногда к стенкам корпуса аппарата приваривают стальные угольники (рис. 1-3, г) или разрезанные вдоль оси трубки (рис. 1-3, д).

Трубчатые теплообменники

Погружные змеевиковые аппараты относятся к самым старым типам трубчатых теплообменников (рис. 1-4). Они представляют собой сосуд, в который помещена труба, загнутая в цилиндрическую или плоскую спираль. Один теплоноситель циркулирует в сосуде, другой вводится в трубу змеевика.

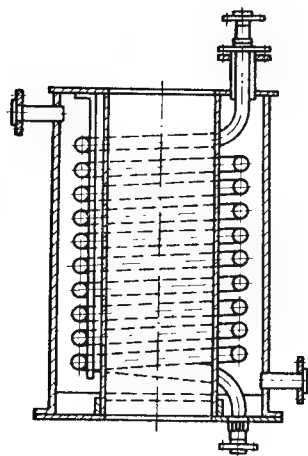


Рис. 1-4. Конструктивная схема погружного теплообменного аппарата.

Погружные теплообменники просты по конструкции, дешевы и доступны для внутреннего осмотра. Однако они громоздки, а коэффициенты теплопередачи в них всегда малы.

Оросительные теплообменники собирают из прямых горизонтальных труб и соединительных калачей в виде плоских змеевиков, укрепляемых на специальных каркасах (рис. 1-5). Орошающая холодная вода подается из желоба или перфорированных труб на верхнюю трубу, стекает с нее на нижележащую трубу и, пройдя последовательно по поверхности всех труб, стекает в поддон или кювет. Вследствие частичного испарения охлаждающей воды ее расход всегда ниже, чем в холодильниках других типов.

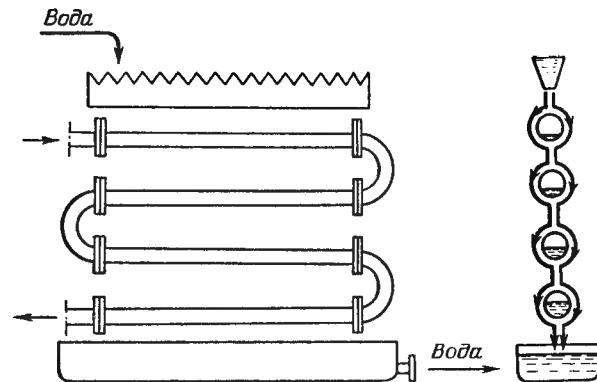


Рис. 1-5. Конструктивная схема оросительного теплообменного аппарата.

Оросительные теплообменники более чувствительны к изменениям расхода охлаждающей воды, так как при недостатке орошения нижние трубы вследствие испарения воды могут оказаться смачиваемыми частично или совсем сухими, т. е. почти не участвовать в теплообмене, а при обычном орошении избыток воды разбрызгивается и сливается мимо труб, лежащих внизу. Достоинства оросительных теплообменников: простота устройства, доступность осмотра и наружной очистки труб, дешевизна, пониженный расход охлаждающей воды. Недостатки: громоздкость, чувствительность к колебаниям подачи воды, потеря воды вследствие испарения.

Кожухотрубчатые теплообменники в настоящее время являются самыми распространенными аппаратами в промышленности. Они состоят из пучков труб, укрепленных в трубных решетках, кожухов, крышек, патрубков, опор и в зависимости от назначения — из других узлов. Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Так, конденсатор современной паровой турбины мощностью 300 Мвт имеет более 20 тыс. труб с общей поверхностью теплообмена около 15 400 м². Кожухотрубчатого теплообменника представляет собой цилиндр, сваренный из одного или нескольких листов (обычно стальных). Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не выполняется по конструктивным соображениям тоньше 4 мм. К кромкам кожуха приварены фланцы для соединения с крышками. Трубчатку кожухотрубчатых аппаратов изготовляют из прямых или изогнутых (V-образных или W-образных) труб наружным диаметром от 12 до 57 мм. Предпочтительны стальные бесшовные трубы по ГОСТ 8731-34—58. Трубные решетки (доски) служат для закрепления в них пучка труб при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых креплений. Трубные решетки либо приваривают к кожуху (рис. 1-6, а, в), либо зажимают болтами между фланцами кожуха и крышки (рис.

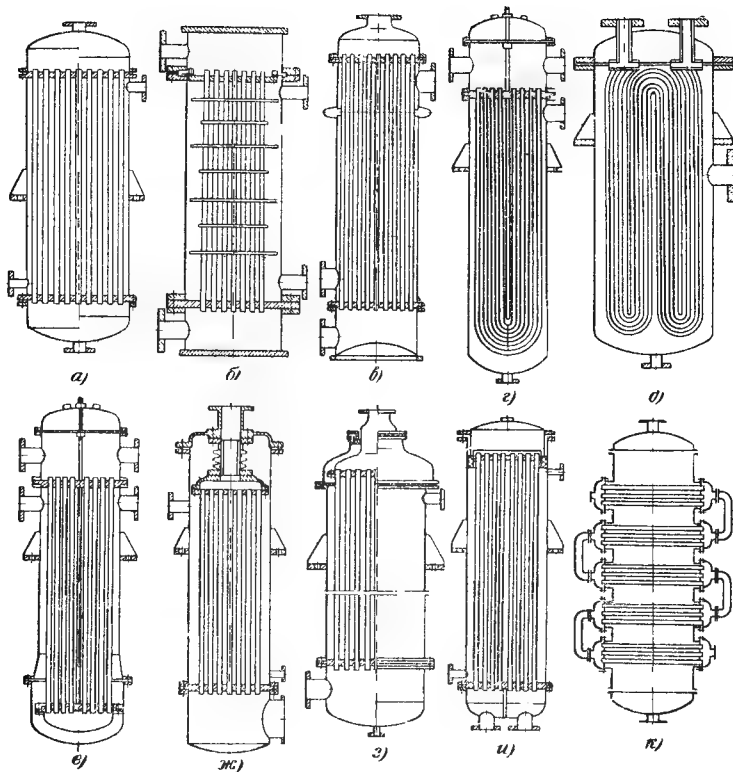


Рис. 1-6. Кожухотрубчатые теплообменники.

а — с жестким креплением трубных решеток; б — с поперечными перегородками; в — с линзовым компенсатором на корпусе; г — с U-образными трубами; д — с W-образными трубами; е — с плавающей камерой; жс — с сильфонным компенсатором по направляющей трубе; з — с сальниковым уплотнением на штуцере; и — с сальником на корпусе; к — с поперечными трубами.

1-6, б, г), либо соединяют болтами только с фланцами свободной камеры (рис. 1-6, е). Материалом трубных решеток служит обычно листовая сталь марки Ст.4 толщиной, зависящей от расчетного давления, но не менее 20 мм. Крышки кожухотрубчатых аппаратов имеют плоскую, коническую, сферическую, а чаще всего эллиптическую форму. Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой (рис. 1-6, а, к), нежесткой (рис. 1-6, г, е, з) и полужесткой (рис. 1-6, б, в, жс) конструкций; одно- и многоходовыми, прямо-, против- и поперечноточными; горизонтальными, вертикальными и наклонными.

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2—3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при равных расходах теплоносителей с одинако-

вым агрегатным состоянием коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате. Устройство перегородок в межтрубном пространстве способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению эффективности теплообмена. На рис. 1-6, б изображен теплообменник с поперечными перегородками в межтрубном пространстве и с полужесткой мембранной компенсацией тепловых удлинений трубок за счет некоторой свободы перемещения верхней трубной решетки.

В настоящее время разработаны образцы кожухотрубчатых теплообменников с продольно-оребрёнными трубами и с поперечно-накатными низкими ребрами на трубах. Эти конструкции обеспечивают высокую тепловую эффективность аппарата при рабочих средах с различными физическими свойствами.

В парожидкостных теплообменниках пар конденсируется обычно в межтрубном пространстве, а жидкость проходит в трубах. Разность температур стенок корпуса и труб бывает значительной. Для компенсации разности тепловых удлинений между кожухом и трубами устанавливают линзовые (рис. 1-6, в), сальниковые (рис. 1-6, и) или сильфонные (рис. 1-6, жс) компенсаторы. Напряжения в металле, обусловленные тепловыми удлинениями, устраняют также изготовлением однокамерных теплообменников с гнутыми U- и W-образными трубами. Однако аппараты с гнутыми трубами не могут быть признаны лучшими из-за трудности изготовления труб с гibaми разного радиуса, сложности замены и неудобства очистки гнутых труб.

Компенсационные устройства (мембранные, сильфонные, с гнутыми трубами) сложны в изготовлении или недостаточно надежны в эксплуатации (линзовые, сальниковые). Более совершенна конструкция теплообменника с жестким креплением одной трубной решетки и свободным перемещением второй решетки вместе с внутренней крышкой трубной системы (рис. 1-6, г). Некоторое удорожание аппарата из-за увеличения диаметра кожуха и из-за необходимости изготовления дополнительного днища оправдывается простой и надежностью в эксплуатации. Эти аппараты получили название теплообменников с плавающей головкой (или камерой).

Теплообменники с поперечным током (рис. 1-6, к) отличаются повышенным коэффициентом теплоотдачи на наружной поверхности труб вследствие того, что теплоноситель движется поперек трубного пучка и имеет относительно повышенную скорость.

В энергетике получили распространение так называемые винтовые теплообменники для нагрева воды паром (рис. 1-7). Нагреваемая вода поднимается по нескольким параллельно включенным змеевикам, а пар идет противотоком по спиральному каналу, образованному винтовыми перегородками. Оба теплоносителя движутся с большой скоростью, благодаря чему достигается интенсификация теплообмена. Подогреваемая вода входит в патрубок 15, опускается по трубе 7 в нижние коллекторы 3 и движется по змеевикам вверх. Из змеевиков вода поступает в коллекторы 17 и по кольцевому сечению между трубами 7 и 8 выходит в патрубок 14. Греющий пар поступает через патрубок, вваренный в крышку 13 (на рис. 1-7 не показан) и по спиральным каналам движется сверху вниз.

В последние годы в СССР проделана большая работа по нормализации и стандартизации трубчатой теплообменной аппаратуры. В 1958 г. был издан единый каталог НИИХИМАШ на кожухотруб-

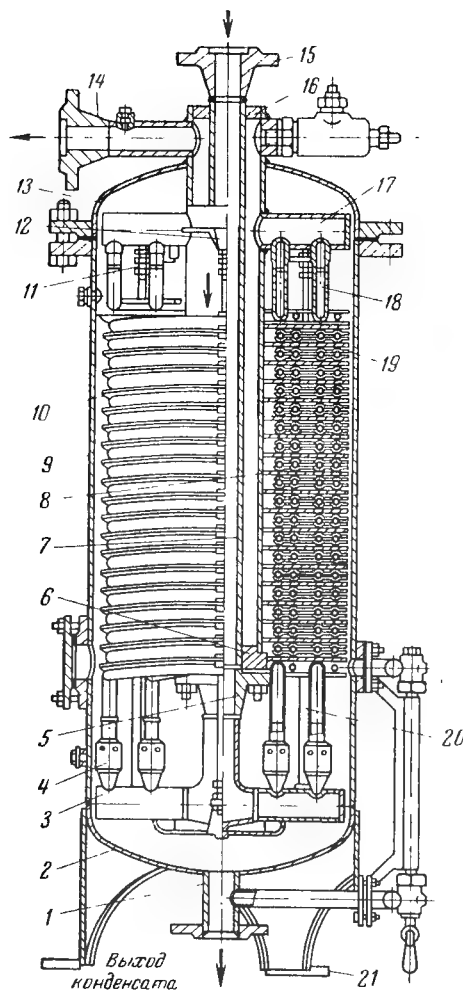


Рис. 1-7. Винтовой подогреватель.

1 — патрубок для отвода конденсата; 2 — днище; 3 — нижние коллекторы; 4 — nipple-соединения; 5 — фланец; 6 — донышко; 7 и 8 — концентрические трубы; 9 — корпус; 10 — разборные винтовые перегородки; 11 — анкерные тяги; 12 — опоры; 13 — крышка; 14 — патрубок для выхода воды; 15 — патрубок для входа воды; 16 — донышко; 17 — верхние коллекторы; 18 — дистанционные трубы; 19 — хомут для крепления змеевиков; 20 — дистанционные трубы; 21 — опорные лапы.

чатые теплообменники, только по которому в настоящее время принимаются заказы на их изготовление. Сокращение типоразмеров теплообменной аппаратуры позволило специализировать предприятия и при значительном увеличении выпуска продукции уменьшить число заводов-изготовителей с 43 в 1965 г. до 14 к 1970 г.

Секционные (элементные) теплообменники, являющиеся разновидностью трубчатых аппаратов, состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой трубку с малым числом труб, помещенную в кожух небольшого диаметра. В секционных аппаратах, сравнительно простых по конструкции, даже без внутренних перегородок легко достигнута благоприятная для хорошего теплообмена условия: противоточное и равномерное по проходному сечению движение теплоносителей, а также достаточно высокие и примерно равные их скорости (для физически однородных сред). На рис. 1-8, а показан секционный теплообменник теплотети Мосэнерго. Для удаления трубного пучка из кожуха при ремонте задняя трубная решетка изготовляется иногда составной из диска и кольца на газовой резьбе, при этом с таким расчетом, чтобы диаметр диска был на 2—4 мм меньше внутреннего диаметра кожуха.

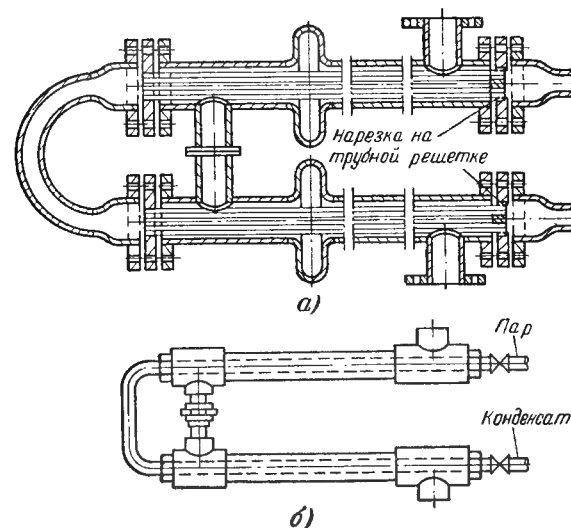


Рис. 1-8. Секционные теплообменники.

а — теплообменник теплотети Мосэнерго; б — теплообменник «труба в трубе» из труб и фитингов.

В настоящее время изготавливают модернизированные секционные водяные нагреватели типа МВН-2052-62 с жестко закрепленными трубными решетками без компенсаторов.

Теплообменники «труба в трубе», называемые также двухтрубными, представляют собой разновидность секционных аппаратов и применяются при небольших расходах, но высоких давлениях теплоносителей (рис 1-8, б). Небольшие поперечные сечения внутренней трубы и кольцевого зазора позволяют достигать высоких скоростей теплоносителей.

Недостатки секционных теплообменников: громоздкость и относительно высокая стоимость поверхности теплообмена из-за большого числа кожухов, камер, трубных решеток, фланцев, калачей и других деталей, а также значительный расход электроэнергии на преодоление гидравлического сопротивления, повышенного многочисленными поворотами и переходами.

Теплообменники с ребристой поверхностью

Ребристые трубчатые теплообменники наиболее эффективны в условиях, когда коэффициенты теплообмена по обеим сторонам стенки различаются значительно. При охлаждении, например, горячего воздуха холодной водой коэффициент теплоотдачи от горячего воздуха к стенке не превышает $100 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, в то время как от стенки к охлаждающей воде он составляет 1000—3000 $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Улучшение условий теплопередачи достигает-

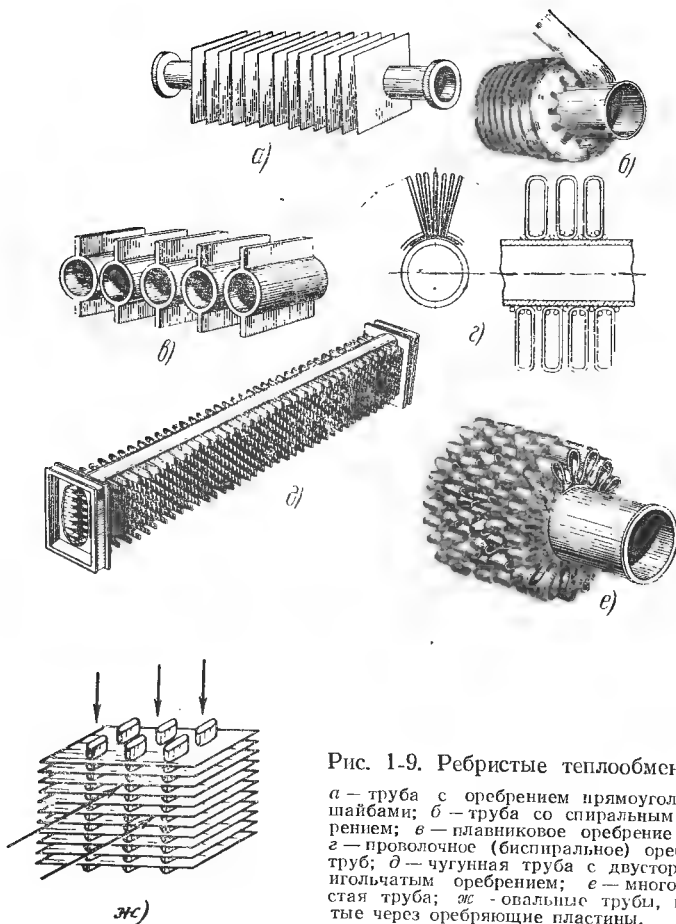


Рис. 1-9. Ребристые теплообменники.

а — труба с оребрением прямоугольными шайбами; б — труба со спиральным оребрением; в — плавниковое оребрение труб; г — проволочное (биспиральное) оребрение труб; д — чугунная труба с двусторонним игольчатым оребрением; е — многоребристая труба; ж — овальные трубы, проде-
тые через оребряющие пластины.

ся искусственным увеличением поверхности теплообмена путем насаживания пластин или изготовлением монолитных с телом трубы ребер на той стороне стенки, где величина коэффициента теплоотдачи мала.

Ребристую поверхность теплообменников изготавливают разнообразных конструкций (рис. 1-9).

Существенное значение для эффективности работы ребристых теплообменных аппаратов имеет хороший контакт между трубами и насаженными ребрами, который достигается их совместным лужением или оцинкованием. Трубы с ребрами, монолитными с телом трубы, получают методом отливки или пакатки и утонения стенки толстостенной заготовки.

Пучок ребристых труб можно получить путем продевания их через большое число параллельных пластин, образующих дополнительную поверхность теплоотдачи (рис. 1-9, ж). Для таких пучков могут быть использованы как круглые, так и плоские трубы в коридорном или шахматном расположении.

Пластиначатые теплообменники

Организация теплообмена между газами в трубчатых аппаратах с гладкими трубами характеризуется низким коэффициентом теплопередачи и малым коэффициентом удельной поверхности нагрева ($40\text{--}80 \text{ м}^2/\text{м}^3$). Для газовых теплоносителей с близкими по значению коэффициентами теплоотдачи нашли применение пластиначатые теплообменники.

Гладкопластинчатые теплообменные аппараты изготавливают из тонких гладких металлических листов в виде многослойных пакетов (рис. 1-10, а). Такие теплообменники весьма компактны, их удельная поверхность достигает $200\text{--}300 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Однако прочность пластин невысока, и поэтому они применимы только для низких давлений; в них трудно обеспечить достаточную герметичность, необходимую для предотвращения смещения теплоносителей. Теплообменники из гладких пластин используются для подогрева воздуха топочными газами и для теплообмена между газами в установках глубокого охлаждения.

Спиральные теплообменники (рис. 1-10, б) изготавливают также из гладких металлических листов, но значительно большей толщины (до 8 мм). Они предназначены для подогрева или охлаждения жидкостей и газов с давлением до 10 ат и могут работать как при противотоке, так и при прямотоке, без изменения и с изменением агрегатного состояния одного из теплоносителей. Спиральный теплообменник состоит из пакета, образованного свернутыми в спираль двумя металлическими листами, двух плоских крышек, опорной рамы и четырех патрубков для входа и выхода теплоносителей. Конструктивный расчет спиральных теплообменников подробно изложен в [Л. 71]. Стандартные элементы корпуса спирального теплообменника одинарного (СТО) имеют поверхность теплообмена 15 и 30 м^2 . Однако путем сопряжения корпусов можно получить спиральный теплообменник секционный (СТС) или спиральный теплообменник блочный (СТБ).

Спиральные теплообменники почти в 2 раза компактнее обычных кожухотрубчатых теплообменников, и их вес относительно невелик; при малых гидравлических сопротивлениях в них достигается высокий коэффициент теплопередачи. Однако спиральные теплообменники сложны в изготовлении и в ремонте, герметизация каналов с разными теплоносителями в них затруднительна.

Штампованные пластиначатые теплообменники (рис. 1-10, в), выполненные из гофрированных методом штамповки листов, сохраняют преимущества обычных пластиначатых аппаратов, но пригодны для работы с теплоносителями при давлении 15 ат и более. Конструктивно они бывают трех типов: разборные, полуразборные и неразборные сварные [Л. 88]. Пластиначатый воздухоподогреватель Невского завода им. В. И. Ленина, изготовленный из листовой нержавеющей стали толщиной 1—1,5 мм, показан на рис. 1-10, г.

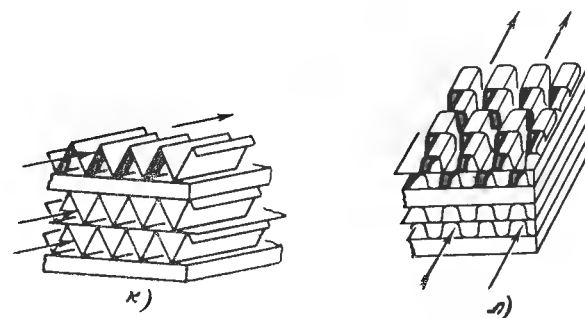
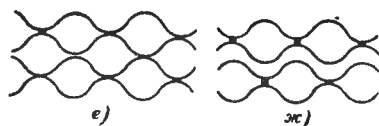
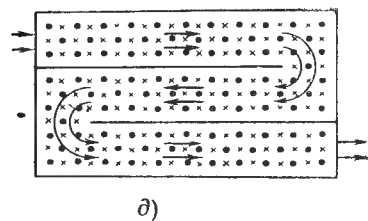
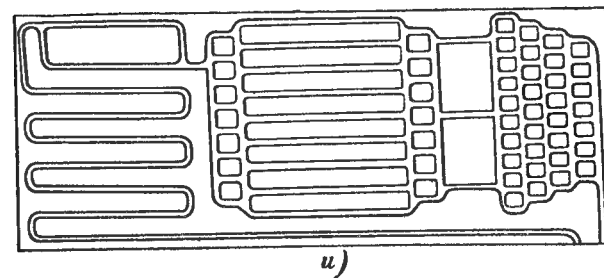
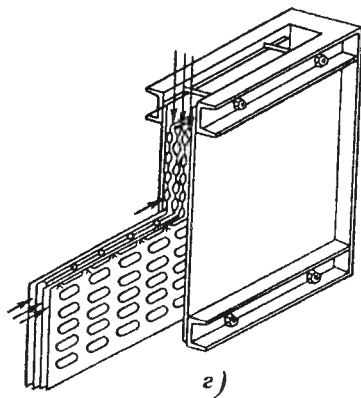
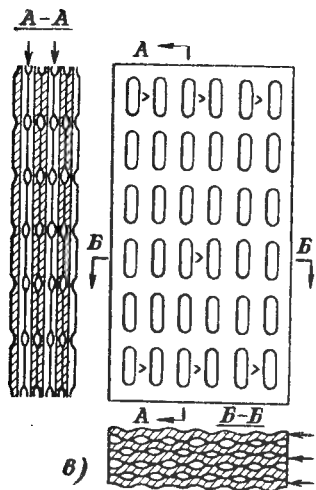
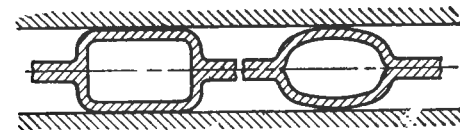
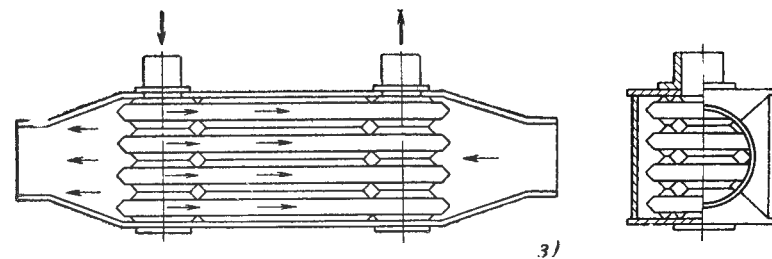
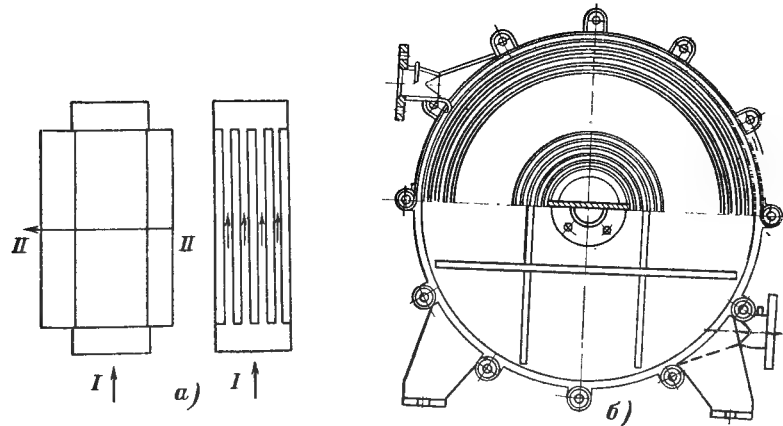


Рис. 1-10. Принципиальные конструкции пластинчатых теплообменников.

а — гладкопластинчатый; *б* — спиральный; *в*, *г* и *з* — пластинчатый штампованный; *д*, *е* и *ж* — пластинчатый со сферическими выступами и впадинами; *и* — прокатно-сварной теплообменник; *к* и *л* — компактные теплообменники.

Заслуживают внимания конструкции аппаратов, предложенные С. С. Берманом [Л. 5]. Поверхность повышенной турбулентности выполняют из металлических пластин, на которых в шахматном порядке выштампованы выступы и впадины сфероидального очертания (рис. 1-10, *д*). На рисунке выступы обозначены точками, а впадины крестиками. Две такие пластины, соединенные точечной сваркой в соответствующих впадинах, образуют отдельные элементы. Благодаря отсутствию резких переходов от выступов к впадинам металл элемента работает только на растяжение или на сжатие, но не на изгиб. Элементы, изготовленные из двух пластин, собирают либо так, чтобы выступ одного находился против выступа другого (рис. 1-10, *е*), либо так, чтобы выступ одного совпадал с впадиной другого (рис. 1-10, *ж*). При помощи шовной сварки попарно двух пластин движение теплоносителей может быть организовано в несколько ходов (рис. 1-10, *д*). Элементы могут быть изогнуты по определенному контуру, например в спираль.

Для аппаратов, в которых теплоносителем могут быть не только газы и жидкости, но и жидкие металлы, разработана пластинчатая конструкция, показанная на рис. 1-10, *з*. Отдельные штампованные листы сваривают попарно, а затем соединяют в секции. Движение теплоносителей — противоточное [Л. 5].

Прокатно-сварные теплообменники представляют собой разновидность пластинчатых и сходны со штампованными аппаратами (рис. 1-10, *и*). Система каналов для протекания одного из теплоносителей (обычно жидкого) образуется между двумя металлическими листами, сваренными между собой в процессе холодной или горячей прокатки.

Для получения системы каналов заданной конфигурации между свариваемыми листами до прокатки наносят соответствующий этой системе рисунок краской, препятствующей сварке. Вследствие того, что при прокатке происходит вытяжка металла в одном направлении, поперечные линии рисунка делают более узкими в соответствии со степенью деформации. Исходные алюминиевые листы толщиной 3 мм сваривают точечной сваркой в пакет, затем прокатывают входную под давлением 25—40 кГ/см^2 с обжатием 65—75% за один проход; пакет удлинится при этом в 3—4 раза. После отжига прокатанный пакет при заглушенном одном конце канала раздувают водой под давлением 40—100 ат между двумя плоскими плитами, расстояние между которыми определяет высоту раздутия каналов. После гидравлического испытания на давление 16 ат открывают второй конец канала для промывки и сушки.

Прокатно-сварные теплообменники нашли применение для изготовления испарителей к бытовым холодильникам и для других целей. Они выгодно отличаются от других поверхностных теплообменников невысокой стоимостью, простотой и дешевизной изготовления. Замена меди и нержавеющей стали алюминием делает такие аппараты особо перспективными.

Ребристые пластинчатые теплообменники были разработаны в связи с необходимостью уменьшения габаритов и веса теплообменников, применяемых в транспортных газотурбинных установках. Эти теплообменники компактны по конструкции и высокоэффективны. Конструктивное оформление таких аппаратов можно представить по эскизам рис. 1-10, *к и л*.

Профиль оребряющей поверхности в направлении движения теплоносителя выполняется различных очертаний: в форме остро-

угольных и прямоугольных зигзагов, синусоид, Z-образных каналов и др. Ребристые пластинчатые теплообменники чаще всего изготавливают из алюминия или меди. По литературным данным рабочее давление теплоносителей в компактных пластинчатых теплообменниках может достигать 20 ат и более.

Сотовые теплообменники, пригодные к эксплуатации при давлениях до 64 ат и температурах до 600° С, были разработаны на основе внедрения в технологию аппаратостроения штамповки и сварки [Л. 88]. Из профильных листов контактно-шовной сваркой сваривают панели; образующие ряд расположенных параллельно двухугольных труб. Панели сваривают между собой аргоно-дуговой сваркой в виде шестигранного блока. Между панелями образуются щелевидные каналы «межтрубного» пространства. Торцы панелей также сваривают в виде трубной решетки. Со стороны «трубного» пространства возможна механическая очистка поверхности теплообмена. Аппарат может быть многоходовым как для одного, так и для другого теплоносителя.

На рис. 1-11 приведена классификация рекуперативных теплообменных аппаратов по конструктивным признакам. Краткие сведения о неметаллических теплообменниках изложены в § 10-4 и 12-4.

1-6. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Теплообменники характеризуются рядом показателей: особенностями конструкции, габаритами и весом, удобством обслуживания, условиями теплообмена, к.п.д., гидродинамическим совершенством. Однако при выборе наиболее рационального типа аппарата необходимо также учитывать и другие факторы, определяющие нормальную работу агрегата: тепловую проводимость, температурные условия процесса, физико-химические свойства теплоносителей, стабильность процесса и др. Выбор оптимальной конструкции теплообменника является задачей, разрешаемой путем технико-экономического сравнения нескольких типов аппаратов применительно к заданным условиям.

На величину поверхности теплообмена и на относящуюся к ней долю капитальных затрат, а также на стоимость эксплуатации влияет величина недорекуперации тепла. Чем меньше эта величина, т. е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке, тем больше поверхность теплообмена, тем выше стоимость аппарата и тем меньше эксплуатационные расходы. Конечно, должен быть определенный оптимум увеличения капитальных и снижения эксплуатационных расходов, который можно определить графически. Известно

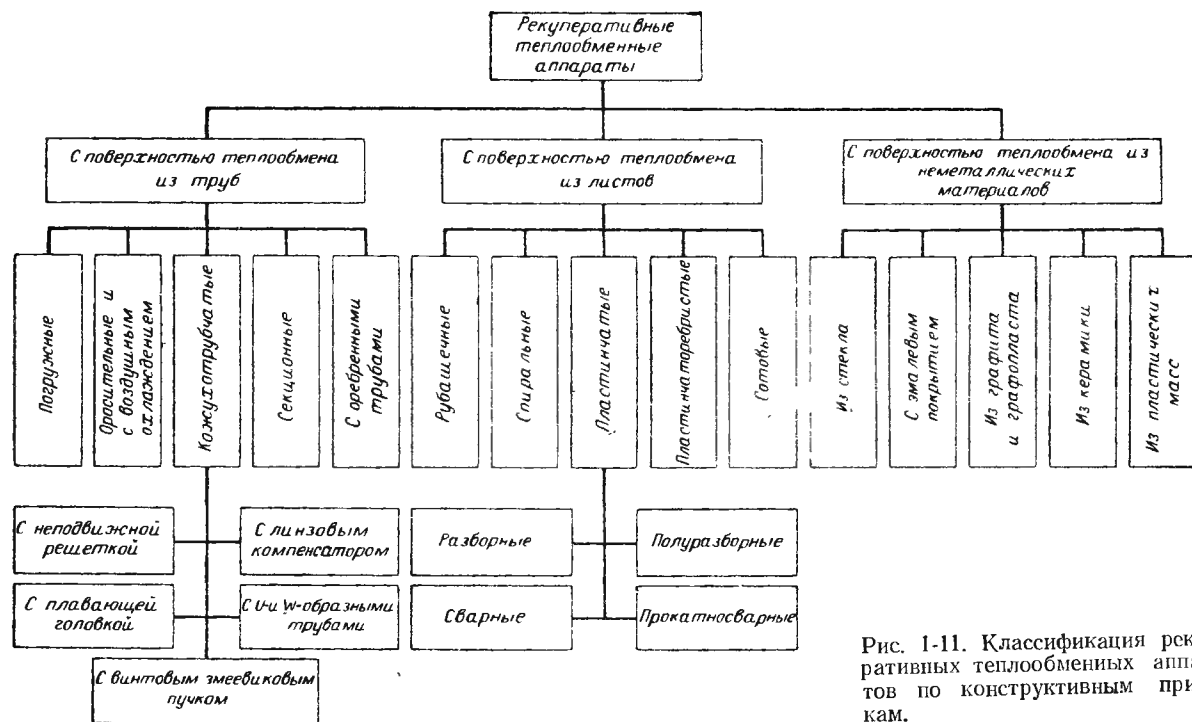


Рис. 1-11. Классификация рекуперативных теплообменных аппаратов по конструктивным признакам.

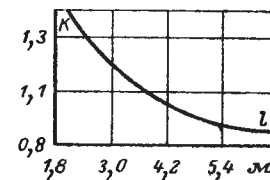
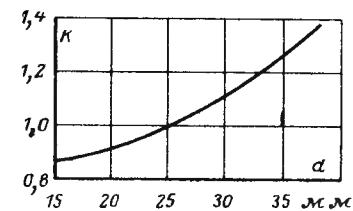
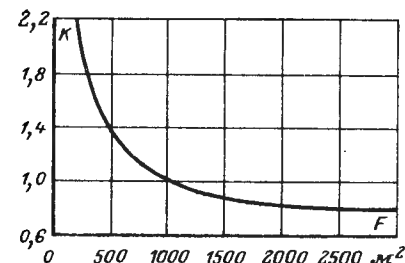


Рис. 1-12. Зависимости относительной стоимости теплообменника от общей поверхности теплообмена, диаметра и длины труб.

K — относительная стоимость 1 м^2 поверхности нагрева; F , l и d — соответственно поверхность, диаметр и длина труб.

также, что увеличение числа труб в пучке, увеличение их длины и уменьшение диаметра уменьшают стоимость 1 м^2 поверхности кожухотрубчатого теплообменника, так как при этом снижается затрата металла на единицу поверхности теплообмена. Зависимость относительной стоимости теплообменника (на 1 м^2) от общей величины поверхности теплообмена, диаметра и длины труб показана на рис. 1-12 [Л. 21]. С другой стороны, следует иметь в виду, что увеличение числа труб увеличивает вероятность нарушения плотности их крепления в трубной решетке, а применение труб малого диаметра увеличивает их засоряемость и усложняет чистку; длинные трубы неудобно монтировать и чистить.

Исходные условия для выбора аппарата весьма многочисленны. В зависимости от наличия площади; места установки; этажности здания; удобства монтажа, эксплуатации и ремонтов; общей тепловой производительности; температуры, давления, свойств, химической агрессивности и токсичности теплоносителей могут быть

установлены теплообменные аппараты трубчатые или пластинчатые, оросительные или пленочные, горизонтальные или вертикальные, в помещении или на открытой площадке.

Можно рекомендовать следующие основные положения при выборе типа теплообменника.

1. При обмене теплом двух жидкостей или двух газов целесообразно выбрать секционные (элементные) теплообменники; если из-за большой величины поверхности теплообмена конструкция получается громоздкой, можно принять к установке многоходовой кожухотрубчатый теплообменник.

2. В случае подогрева жидкости паром рекомендуются многоходовые по трубному пространству кожухотрубчатые аппараты с подачей пара в межтрубное пространство.

3. Для химически агрессивных сред и при небольших тепловых производительностях экономически целесообразны рубашечные, оросительные и погружные теплообменники.

4. Если условия теплообмена по обе стороны теплопередающей поверхности резко различны (газ и жидкость), должны быть рекомендованы трубчатые ребристые или плавниковые теплообменники.

5. Для передвижных и транспортных тепловых установок, авиационных двигателей и криогенных систем, где при высокой эффективности процесса нужны компактность и малый вес, находят широкое применение пластинчатые ребристые и штампованные теплообменники.

6. Во всех случаях необходимо стремиться выбирать наиболее простые по конструкции и наиболее дешевые по материалам теплообменники. К усложненным аппаратам (с плавающей камерой, с сильфонным компенсатором, спиральные), а также с латунными или медными трубами следует прибегать лишь в случаях обоснованной необходимости.

Такие требования к рекуперативным теплообменным аппаратам, как технологичность изготовления, эффективность достижения благоприятных тепловых и гидравлических режимов, эксплуатационные качества, компактность и металлоемкость приближенно оценены для некоторых типов рекуперативных теплообменных аппаратов в табл. 1-1.

Таблица 1-1

Сравнительные характеристики рекуперативных теплообменников

Тип теплообменного аппарата		Возможность изготовления		Эффективность				Удобства обслуживания				Компактность и металлоемкость	
		из стали, цветных металлов и пластмасс	из чугуна и хрупких материалов	Высокие скорости в трубах и каналах	Высокие скорости снаружи труб и каналов	Возможность противотока	Многоходовость в межтрубном пространстве	Чистка внутри труб и каналов	Чистка снаружи труб и каналов	Частичная замена поверхности теплообмена	Ремонт	Поверхность на единицу объема м ² /м ³	Вес на 1 м ³ поверхности, кг/м ²
Трубчатые	Погружные	5	5	5	2	1	1	3	5	2	5	4—12	90—120
	Оросительные	5	5	5	2	1	1	3	5	5	5	3—6	45—60
	Кожухотрубчатые	5	1	5	3	4	4	3	3	3	3	18—40	35—80
	Секционные	5	3	5	5	4	1	5	3	2	3	4—15	175—200
Пластинчатые	С гладкими листами	5	3	5	5	3	1	3	3	1	1	10—60	5—20
	Спиральные	5	3	5	5	5	1	2	2	1	3	34—72	30—50
	Штампованные — волнистые и сферические	5	1	5	5	5	3	3	3	3	3	300—600	5—10
	Прокатно-сварные	5	1	5	3	3	3	1	5	1	1	—	2—2,7
Ребристые	Трубчатые с ребрами	5	3	5	3	3	3	5	3	3	3	300—575	2—4
	Пластинчатые с ребрами	5	3	5	3	3	3	3	3	1	1	600—1 800	2—4

Обозначения:
5 — полное удовлетворение требованиям;
4
3 } — частичное удовлетворение требованиям;
2
1 — несоответствие требованиям.

1-7. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ОБОРУДОВАНИЯ

Показатели качества любого оборудования могут быть разделены на две группы:

- 1) производственно-технологические;
- 2) эксплуатационные.

К первой группе относят трудоемкость изготовления и ее профессиональную структуру, материалоемкость, степень конструктивной унификации, особенности средств производства и т. п. Эти показатели характеризуют агрегат как объект изготовления в реальных условиях машиностроительного завода. Показатели второй группы служат для определения эксплуатационных качеств агрегата. Главные из них: показатели технического уровня, показатели надежности и долговечности, конструктивно-эстетическая и эргономическая характеристики агрегата.

Технический уровень

Необходимо различать абсолютный, относительный и перспективный технические уровни.

Абсолютный технический уровень изделия характеризует современный уровень его эксплуатационных показателей. Число последних, принимаемых для характеристики абсолютного технического уровня, должно быть минимальным. Во избежание множественности и нечеткости в оценке технического уровня необходимо ограничиться только важнейшими показателями (производительностью, к. п. д., непрерывностью процесса, степенью автоматизации).

Относительный технический уровень изделия характеризует степень совершенства при сопоставлении (по соответствующим показателям) абсолютного технического уровня аппарата с уровнем лучших современных мировых — отечественных и зарубежных — образцов и моделей аналогичного назначения.

Перспективный технический уровень определяет намечаемые и планируемые тенденции в развитии данной отрасли в виде совокупности ее перспективных показателей.

Показатели долговечности и надежности

Наиболее важные из этих показателей следующие.

Долговечность — свойство агрегата сохранять работоспособность (с возможно меньшими перерывами для технического обслуживания и ремонтов) до разрушения или до другого предельного состояния. Основными количественными показателями долговечности являются технический ресурс и срок службы:

технический ресурс — суммарная наработка агрегата за период эксплуатации;

срок службы — календарная продолжительность эксплуатации агрегата до разрушения или до другого предельного состояния (например, до первого капитального ремонта). Срок службы лимитируется физическим и моральным износом агрегата.

Надежность — свойство агрегата, определяемое безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью как самого агрегата, так и его частей и обеспечивающее сохранение эксплуатационных показателей агрегата в заданных пределах. Количественные показатели надежности: наработка, вероятность безотказной работы, коэффициент готовности.

Наработка — продолжительность или объем работы агрегата, измеряемые числом циклов, количеством изготовленной продукции или другими единицами.

Вероятность безотказной работы — вероятность того, что при определенных режимах и условиях эксплуатации в пределах заданной продолжительности работы не возникает отказа.

Коэффициент готовности — отношение наработки агрегата в единицах времени за некоторый период эксплуатации к сумме этой наработки и времени, затраченного на отыскание и устранение отказов в тот же период эксплуатации.

Эргономика и техническая эстетика

Повышение технического уровня, надежности и долговечности изготавливаемого оборудования должно сочетаться с совершенствованием его эргономической и эстетической характеристик.

Создание современных изделий, машин и агрегатов, отвечающих лучшим образцам и мировым стандартам по качеству, удобству обслуживания и внешнему виду, немаловажно без участия в проектировании художника-конструктора. Проектирование промышленного теплообменного аппарата должно базироваться на технических условиях и наряду с этим — на требованиях, выдвигаемых новыми научными дисциплинами — эргономикой и технической эстетикой.

Эргономика — научная дисциплина, изучающая функциональные возможности человека в трудовых процессах с целью создания для него совершенных орудий и оптимальных условий труда.

Техническая эстетика — научная дисциплина, предметом которой является область деятельности художника-конструктора [Л. 66]. Целью художественного конструирования является — в тесной связи с техническим конструированием — создание промышленных объектов: наиболее полно удовлетворяющих запросы обслуживающего персонала; максимально соответствующих условиям эксплуатации; имеющих высокие эстетические качества; гармонирующих с окружающей обстановкой.

Опираясь на эскизы и требования технического конструктора, художник-конструктор определяет степень рациональности компоновки узлов и связей с источниками энергии; анализирует удобство системы управления, регулирования и контроля; выбирает и оценивает выразительность формы и гармоничность композиции отдельных элементов агрегата; исследует влияние на форму изделия качества и цвета конструктивных материалов, цветных и световых условий окружающей среды и т. д.

Красивый внешний вид соответствует, как правило, рациональной и экономичной конструкции. Внешний вид изделия в большой мере зависит от его окраски. Цвет — важнейший фактор, не только определяющий эстетический уровень производства, но и влияющий на утомляемость работника, производительность труда и качество

продукции. При выборе цвета художник-конструктор руководствуется научно обоснованными положениями о действии его на остроту зрения, зрительное утомление, нервную систему и настроение обслуживающего персонала. Цвет изделий и оборудования и окраска помещения должны гармонизировать и способствовать оптимальной освещенности рабочего места.

Пути интенсификации теплообмена в аппаратах

Во многих отраслях техники задача интенсификации процесса теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов стала весьма актуальной. Для интенсификации процессов теплообмена нашли применение следующие приемы:

1. Оребрение поверхности теплообмена, целесообразное как для повышения коэффициента теплопередачи, так и для снижения веса аппарата. Поверхность оребрения, в 5—10 раз превосходящая несущую поверхность трубок, не подвержена одностороннему давлению, а поэтому ребра можно выполнять из более тонкого материала, чем стенки труб, и этим достигать значительного снижения веса аппарата.

2. Искусственная турбулизация потока. При низких значениях критерия Re , соответствующих дотурбулентным режимам, можно искусственной турбулизацией потока достичь значений коэффициента теплоотдачи, соответствующих развитому турбулентному режиму. Однако в связи со снижением эффекта искусственной турбулизации при повышении числа Re может наступить момент, когда темп роста сопротивления потока будет превалировать над темпом роста теплоотдачи, и развитие турбулентности будет экономически бесполезным.

3. Уменьшение габаритных размеров теплообмена. Применительно к воздухоподогревателям газотурбинных установок С. С. Берман [Л. 5] показал, что при уменьшении наружного диаметра трубок с 19 до 14 мм объем пучка уменьшается в 1,54 раза, глубина пучка (по пути движения теплоносителя) — в 1,52 раза, а поверхность теплообмена только в 1,14 раза. При этом число трубок увеличивается в 1,8 раза. Уменьшение диаметра трубок и увеличение их числа усложняют и удорожают изготовление трубчатого аппарата и его эксплуатацию (вследствие увеличения сопротивления). Поэтому возможности повышения удельной поверхности трубчатых аппаратов весьма ограничены.

1-8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАТРАТ НА ИЗГОТОВЛЕНИЕ И МОНТАЖ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Цена теплообменных аппаратов

Ценность всякого инженерного проекта повышается, если используемое для его реализации оборудование выбрано на основе технико-экономических расчетов или на основе сопоставления с другими аналогичными объектами. Такие расчеты и сопоставления возможны, если известны или могут быть ориентировочно определены цены используемого оборудования.

По материалам [Л. 40] можно определить цену некоторых трубчатых теплообменников.

Кожухотрубчатые теплообменники. Цена кожухотрубчатого теплообменного аппарата определяется из соотношения

$$C_{т.а} = G_{т.а} K_{G_{т.а}}, \quad (1-11)$$

Таблица 1-2

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников из нержавеющей стали

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	20	1 510	25,33	3,5—6	20	1 210	20,50
	25	1 495	21,92		25	1 195	17,75
	32	1 420	19,25		32	1 145	15,67
	38	1 370	17,33		38	1 105	14,00
	44	1 270	14,92		44	1 030	12,08
	57	1 180	11,17		57	950	9,17
0,7—1,3	20	1 480	24,17	6—12	20	1 155	20,58
	25	1 400	20,75		25	1 100	17,67
	32	1 335	18,08		32	1 060	15,25
	38	1 285	16,00		38	1 030	13,50
	44	1 190	14,17		44	980	11,42
	57	1 100	10,50		57	910	8,17
1,3—3,5	22	1 350	21,83	Более 12	20	1 095	19,58
	25	1 270	18,92		25	1 045	16,67
	32	1 215	16,67		32	1 005	14,42
	38	1 175	14,83		38	975	12,75
	44	1 095	12,83		44	930	10,75
	57	1 010	9,75		57	870	7,58

Таблица 1-3

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников с кожухом из углеродистой стали и трубами из нержавеющей стали

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	20	985	28,42	3,5—6	20	735	21,25
	25	910	24,25		25	675	18,17
	32	850	22,17		32	630	16,58
	38	810	20,50		38	605	15,25
	44	710	18,75		44	530	14,00
	57	640	15,75		57	480	11,75
0,7—1,3	20	898	25,87	6—12	20	688	19,87
	25	825	22,17		25	635	16,92
	32	770	20,25		32	590	15,50
	38	735	18,75		38	565	14,33
	44	645	17,08		44	495	13,08
	57	585	14,35		57	450	11,00
1,3—3,5	20	762	21,92	Более 12	20	645	18,58
	25	700	18,83		25	595	15,92
	32	655	17,17		32	555	14,5
	38	625	15,92		38	530	18,42
	44	550	14,50		44	565	12,25
	57	495	12,25		57	420	10,33

где $G_{т.а}$ — вес теплообменного аппарата, т; $K_{G_{т.а}}$ — цена единицы веса теплообменного аппарата, руб/т.

Величина $K_{G_{т.а}}$ зависит от веса аппарата, материала и диаметра труб и отношения веса труб к весу аппарата; она может быть записана в виде уравнения

$$K_{G_{т.а}} = a + b(c - 20). \quad (1-12)$$

В уравнении (1-12) коэффициенты a и b зависят от материала аппарата, его веса и диаметра труб; они даны в виде таблиц, полученных на основании обработки технико-экономических расчетов технологических и энергетических схем по прейскурантам и справочникам оптовых цен на изготовление и монтаж оборудования [Л. 70 и 93]. Коэффициент c — отношение веса труб к весу аппарата — колеблется в пределах от 20 до 80%. Ниже приведены таблицы значений коэффициентов a и b для следующих теплообменных аппаратов:

Таблица 1-4

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников из углеродистой стали

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	10	590	4,92	3,5—6	10	350	4,17
	25, 32, 38	545	3,25		25, 32, 38	325	2,75
	51, 57	445	1,58		51, 57	290	0,75
0,7—1,3	10	495	475	6—12	10	310	3,83
	25, 32, 38	455	2,92		25, 32, 38	290	2,50
	51, 57	380	1,33		50, 57	260	0,75
1,3—3,5	10	390	4,17	Более 12	10	280	3,61
	25, 32, 38	365	2,75		25, 32, 38	270	2,17
	51, 75	320	0,83		51, 57	240	0,58

Таблица 1-5

Значения $K_{G_{т.а}}$ для теплообменников из меди и латуни

$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b	$G_{т.а}$	$d, мм$	a	b
До 0,7	10	1 800	7,33	3,5—6	10	1 330	6,42
	20, 25	1 730	3,92		20, 25	1 270	3,58
	32, 38	1 710	2,92		32, 38	1 255	2,58
	45, 55	1 580	3,00		45, 55	1 190	2,75
0,7—1,3	10	1 490	6,33	6—12	10	1 130	5,75
	20, 25	1 430	3,50		20, 25	1 080	3,08
	32, 38	1 410	2,67		32, 38	1 085	2,33
	45, 55	1 320	2,83		45, 55	1 015	2,42
1,3—3,5	10	1 400	6,42	Более 12	10	1 080	5,58
	20, 25	1 345	3,50		20, 25	1 025	3,17
	32, 38	1 325	2,59		32, 36	1 010	2,33
	45, 55	1 250	2,75		45, 55	965	2,42

- 1) из нержавеющей стали — табл. 1-2;
- 2) с кожухом из углеродистой стали и трубами из нержавеющей стали — табл. 1-3;
- 3) из углеродистой стали — табл. 1-4;
- 4) из меди и латуни — табл. 1-5;
- 5) из алюминия — табл. 1-6.

Таблица 1-6

Значения $K_{G_{T.a}}$ для теплообменников из алюминия

$G_{T.a}$	$d, \text{ мм}$	a	b
До 0,7	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	2 235	13,25
0,7—1,3	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	1 885 1 620 1 635	12,75 7,92 8,67
1,3—3,5	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	1 690 1 445 1 460	12,25 7,61 8,33
3,5—6	21,32 44($\delta=4$) 56, 44($\delta=3$)	1 550 1 325 1 340	12,17 7,67 8,33

 δ — толщина стенки трубы.

Относительная погрешность расчета $K_{G_{T.a}}$ по формуле (1-12) с использованием таблиц по сравнению с данными ценников не превышает 3% для теплообменников с трубами диаметром 57 мм и 1% для остальных теплообменников с трубами меньшего диаметра.

Секционные теплообменники («труба в трубе»). Для этих теплообменников в прейскуранте [Л. 70] дана таблица цен единицы веса аппарата $K_{G_{T.a}}$ в руб/т. Цены установлены на аппараты из труб диаметром 38 мм при толщине стенки 2,5—4 мм (табл. 1-7). При изготовлении теплообменников из труб других диаметра и толщины производится доплата или скидка в процентах согласно табл. 1-8.

Цена теплообменника «труба в трубе» из нержавеющей стали Х18Н9Т принята для аппаратов с трубами диаметром 44, 57 и 76 мм при толщине стенки 1,5—4 мм. При изготовлении аппаратов из труб меньшего диаметра производится следующая доплата к цене 1 т труб:

Диаметр труб, мм . . .	20	25	32	38
Доплата, %	38	23	11	4

Таблица 1-7

Цена $K_{G_{T.a}}$ единицы веса теплообменного аппарата «труба в трубе» при трубах диаметром 38 мм и толщине стенки 2,5—4 мм

Материал	Вес изделия, т				
	До 1,3	1,31—3,5	3,51—6,0	6,1—12	Более 12
Сталь углеродистая . .	600	500	450	420	390
Сталь нержавеющая Х18Н9Т	3 065	2 800	2 600	2 400	2 205
Медь, латунь	1 600	1 510	1 440	1 440	1 340
Чугун	520	425	345	325	310

При изготовлении теплообменников из труб другого диаметра и другой толщины стенки производится доплата или скидка в процентах — см. табл. 1-8.

Таблица 1-8

Доплата (или скидка) в процентах к цене 1 т теплообменного аппарата «труба в трубе», определенной по табл. 1-7

Толщина стенки, мм	Диаметр труб, мм					
	10	25	32	38	51	57
1	+65	+26	+26	+21	+21	+24
1,5	+45	+26	+20	+15	+12	+12
От 2,5 до 4	+39	+8	+8	+0	—5	—5
5	0	+5	+2	—5	—1	—5

Цена монтажа теплообменных аппаратов

Цена монтажа теплообменных аппаратов в рублях определяется для строек первой группы по уравнениям:

а) для теплообменников весом $G_{T.a}=0,1—3$ т

$$C_{м.г.а} = 9 + \sqrt{130\,900 (G_{T.a} - 361,8)^2}; \quad (1-13)$$

б) для теплообменников весом $G_{T.a}=3—7$ т

$$C_{м.г.а} = 42 + \sqrt{223\,700 - (G_{T.a} - 475,8)^2}; \quad (1-14)$$

в) для теплообменников весом $G_{T.a}=7—12$ т

$$C_{м.г.а} = 101 + \sqrt{28\,300 - (G_{T.a} - 175,2)^2}. \quad (1-15)$$

Величина относительной погрешности при расчете по этим формулам по сравнению с данными ценников не превышает 3—5%. Так как в капитальных вложениях стоимость монтажа теплообменников значительно мень-

ше стоимости их изготовления, применение вышеприведенных уравнений для расчета общих капитальных вложений на теплообменники вполне допустимо.

Авторы монографии [Л. 40] А. П. Клименко и Г. Е. Каневец приводят также исходные данные и методику расчета капитальных вложений при изготовлении нагнетателей различных мощностей и конструкций.

1-9. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Каждая конструкция теплообменника должна быть оценена с точки зрения удобства и экономичности ее эксплуатации. Эти качества аппарата определяются его надежностью и долговечностью, простотой и доступностью управления, ревизии и ремонта, а также высокими к.п.д., тепловыми и гидродинамическими показателями в эксплуатации [Л. 5].

а) Коэффициент полезного действия теплообменников. Тепловым показателем совершенства теплообменника является коэффициент его полезного действия (к.п.д.) η :

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1-16)$$

где Q_1 — максимально возможное количество тепла, которое может быть передано от горячего теплоносителя холодному в данных условиях; Q_2 — количество тепла, переданное от горячего теплоносителя холодному, или тепло, затраченное на технологический процесс.

Максимально возможное количество тепла, или расходуемое тепло, зависит от начальных температур и водяных эквивалентов теплоносителей. Оно может быть выражено как произведение меньшего водяного эквивалента на полную разность начальных температур теплоносителей (рис. 1-13, а и б), т. е.

$$Q_1 = W_{\min} \Delta t_{\max}. \quad (1-17)$$

Приняв постоянными теплоемкости теплоносителей в рассматриваемом интервале температур, можно запи-

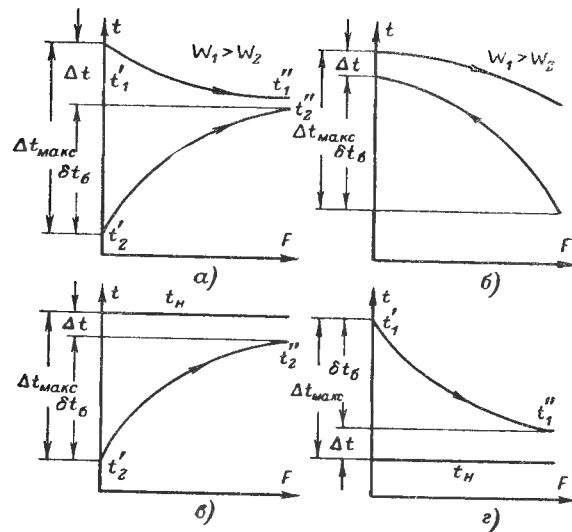


Рис. 1-13. К экономической оценке эксплуатационных показателей теплообменных аппаратов.

сать к.п.д. теплообменника как

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{W_{\min} (t_2'' - t_2')}{W_{\min} (t_1' - t_2')} = \frac{\delta t_6}{\Delta t_{\max}}, \quad (1-18)$$

где $\Delta t_{\max} = t_1' - t_2''$ — максимальный температурный напор или разность начальных температур теплоносителей; δt_6 — изменение температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом.

Пример. В бойлер подаются греющий пар с давлением $P = 2,5 \text{ кг/см}^2$ и температурой $t_H = 127^\circ \text{C}$ и вода с начальной температурой $t_2' = 20^\circ \text{C}$. Пар конденсируется, а вода нагревается до $t_2'' = 80^\circ \text{C}$. К.п.д. бойлера будет равен:

$$\eta = \frac{t_2'' - t_2'}{t_H - t_1'} = \frac{80 - 20}{127 - 20} = \frac{60}{107} = 0,56.$$

Эксплуатационные показатели бойлера оцениваются иногда величиной «недогрева» воды, выраженной разностью $\Delta t = t_H - t_2'$ (рис. 1-13, в). Эта разность может

быть представлена и как

$$\Delta t = \Delta t_{\text{макс}} - \delta t_0, \quad (1-19)$$

т. е. «недогрев» равен разности располагаемого температурного напора $\Delta t_{\text{макс}}$ и изменения температуры теплоносителя с меньшим водяным эквивалентом δt_0 .

Из равенств (1-18) и (1-19) выражение для к.п.д. аппарата может быть записано в виде

$$\eta = 1 - \frac{\Delta t}{\Delta t_{\text{макс}}}. \quad (1-20)$$

Количество тепла, передаваемое жидкости от конденсирующегося пара через элементарную площадку поверхности теплообмена, может быть выражено уравнением

$$dQ = Gcdt = Wdt = k(t_n - t_2)dF, \quad (1-21)$$

где $Gc = W$ — водяной эквивалент жидкости; k — коэффициент теплопередачи; F — поверхность теплообмена; t_n — температура конденсации пара; t_2 — переменная температура нагреваемой жидкости.

Разделив переменные и проинтегрировав обе части уравнения в соответствующих пределах, получим:

$$\int_0^F \frac{k dF}{W} = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{dt}{t_n - t_2}$$

или

$$\frac{kF}{W} = \ln \frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''}.$$

Из этого равенства найдем отношение

$$\frac{t_n - t_2'}{t_n - t_2''} = e^{kF/W}. \quad (1-22)$$

Приняв во внимание, что в уравнении (1-22)

$$t_n - t_2' = \Delta t_{\text{макс}}, \text{ а } t_n - t_2'' = \Delta t,$$

перепишем его в виде

$$\frac{\Delta t_{\text{макс}}}{\Delta t} = e^{-\frac{kF}{W}}. \quad (1-23)$$

Тогда к.п.д. пароводяного теплообменника выразится из уравнений (1-20) и (1-22) как

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kF}{W}}, \quad (1-24)$$

т. е. он зависит от безразмерного логарифмического уравнения, показатель степени которого есть отношение произведения коэффициента теплопередачи на поверхность теплообмена к водяному эквиваленту.

Для аппаратов, в которых происходит кипение жидкости за счет тепла горячего газа или горячей жидкости (рис. 1-13, з), по аналогии с предыдущим можно записать дифференциальное уравнение

$$dQ = -Gcdt = -Wdt = k(t - t_n)dF, \quad (1-25)$$

где $Gc = W$ — водяной эквивалент греющего газа или жидкости.

Знак минус перед членами, содержащими dt , подставлен потому, что при увеличении F величина t уменьшается, вследствие чего величина dt становится отрицательной. Из уравнения (1-25) после интегрирования находим отношение

$$\frac{t_1' - t_n}{t_1' - t_n} = e^{-\frac{kF}{W}}. \quad (1-26)$$

Приняв во внимание, что $t_1' - t_n = t_{\text{макс}}$, а $t_1'' - t_n = \Delta t$, перепишем уравнение (1-25) в виде

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_{\text{макс}}} = e^{-\frac{kF}{W}}. \quad (1-27)$$

Тогда по аналогии с изложенным к.п.д. испарителя с газовым или жидкостным обогревом выразится формулой

$$\eta = 1 - e^{-\frac{kF}{W}}, \quad (1-28)$$

т. е. таким же выражением, как и для пароводяного подогревателя.

Зависимости (1-24) и (1-28) можно с достаточным приближением использовать также для воздухоохладителей, маслоохладителей и других подобных теплообменников, если водяной эквивалент горячего теплоносителя значительно ниже, чем охлаждающей воды, т. е. если нагрев воды незначителен.

Выражение для к.п.д. можно представить через коэффициент теплопередачи и поверхность теплообмена и в другом виде, если в формуле (1-16) количество переданного тепла представить в виде

$$Q_2 = kF\Delta t_{\text{ср}}, \quad (1-29)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — средний температурный напор в аппарате, °С. Тогда

$$\eta = \frac{kF\Delta t_{\text{ср}}}{Q_1} = \frac{kF\Delta t_{\text{ср}}}{W_{\text{мин}} \Delta t_{\text{макс}}}. \quad (1-30)$$

Из этой формулы вытекает, что в случае необходимости уменьшения поверхности F (для уменьшения веса аппарата) нужно повышать коэффициент теплопередачи k .

б) Теплогидродинамическое совершенство теплообменников. Мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителей в теплообменнике, определяет в значительной степени величину коэффициента теплопередачи или общую теплопроизводительность аппарата. Поэтому важным показателем совершенства теплообменного аппарата является степень использования мощности на прокачку теплоносителя для обеспечения требуемого теплообмена.

Теплогидродинамическое совершенство аппарата можно характеризовать отношением двух видов энергии: тепла Q (ккал), переданного через поверхность теплообмена, и работы AN (ккал), затраченной на преодоление гидродинамического сопротивления, выраженной в тепловых единицах (A — термический эквивалент работы, равный $1/427$ ккал/кг · м). Таким образом, меру использования затраченной работы на передачу тепла можно выразить отношением

$$E = \frac{Q}{AN}. \quad (1-31)$$

Вместо мощности, выраженной в тепловых единицах, AN удобно выражать пропорциональным ему выражением $V\Delta p$, в котором V — объемный расход теплоносителя, м³/ч или м³/сек; Δp — гидродинамическое сопротивление, мм вод. ст. или кг/см².

Чем больше значение E , тем при прочих равных условиях теплообменник или его поверхность теплообмена совершеннее с теплогидродинамической (энергетической)

точки зрения. Энергетический коэффициент E — величина безразмерная, поэтому числитель и знаменатель выражения (1-31) можно относить к произвольной, но одной и той же единице, например к единице поверхности теплообмена (тепловой показатель), к единице веса поверхности теплообмена (весовой показатель) или к единице объема (объемный показатель). При сравнении аппаратов значение E можно относить ко всему теплу и ко всей затраченной работе либо к единице поверхности, веса или объема аппарата.

Анализ показывает, что при прочих равных условиях изменение скорости теплоносителя по-разному влияет на различные величины, характеризующие работу аппарата: коэффициент теплопередачи изменяется пропорционально скорости (или расходу) в степени 0,6—0,8; гидродинамическое сопротивление пропорционально скорости в степени 1,7—1,8, а мощность на прокачку теплоносителя — в степени 2,75. С увеличением скорости теплоносителя мощность на его прокачку растет значительно быстрее, чем количество переданного тепла, т. е. для определенного аппарата или определенной поверхности теплообмена значение энергетического коэффициента E уменьшается с увеличением скорости теплоносителя. Поэтому абсолютное значение коэффициента E не может служить мерой теплогидродинамического совершенства теплообменного аппарата, а полезно только при сопоставлении двух или нескольких аппаратов.

Для исключения влияния температурного напора энергетический коэффициент можно выразить величиной, отнесенной к 1 град, т. е. заменить $Q = \alpha F \Delta t$ и поделить на температурный перепад Δt . Тогда энергетический коэффициент запишется в виде отношения

$$E = \frac{\alpha F \Delta t}{AN \Delta t} = \frac{\alpha F}{AN}. \quad (1-32)$$

Наиболее удобно сопоставлять эффективность теплообменных аппаратов в системе координат, в которой по оси абсцисс откладывают тепловые (AN/F), объемные ($AN/V_{\text{пуч}}$) или весовые ($AN/G_{\text{пуч}}$) показатели, а по оси ординат — коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к поверхности теплообмена $\alpha_{\text{т}} = Q/F\Delta t$, ккал/м² · ч · град, или объемные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{об}} = Q/V_{\text{пуч}}\Delta t$, ккал/м³ · ч · град, или весовые коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{в}} = Q/G_{\text{пуч}}\Delta t$, ккал/кг · ч · град, т. е.

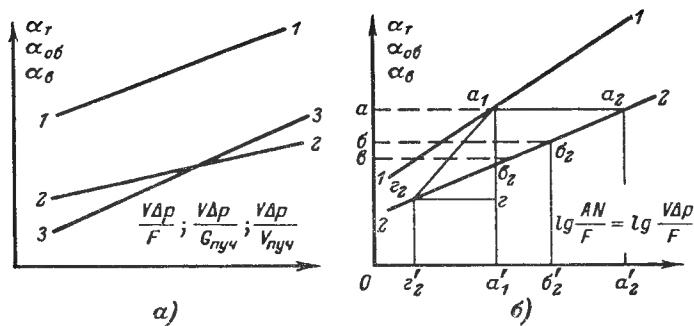


Рис. 1-14. Теплогидродинамическое сопоставление теплообменных аппаратов с различными поверхностями теплообмена.

$$\alpha_r = f\left(\frac{AN}{F}\right); \quad (1-33a)$$

$$\alpha_{об} = f\left(\frac{AN}{V_{пуч}}\right); \quad (1-33б)$$

$$\alpha_b = f\left(\frac{AN}{G_{пуч}}\right). \quad (1-33в)$$

Графическое изображение зависимостей (1-33) показано на рис. 1-14, а. Если критериальные уравнения для выражения теплоотдачи и гидравлического трения рассматриваемых аппаратов (уравнения Блазиуса и Никурадзе) являются показательными функциями, то в логарифмической системе координат линии зависимости будут прямыми (рис. 1-14, а). Предположим, что наиболее высокие показатели относятся к поверхности 1, а поверхности 2 и 3 уступают по своим показателям поверхности 1 и притом пересекаются. Тогда в области, соответствующей невысокой напряженности работы аппарата, аппарат 2 выгоднее аппарата 3, а в области высокой напряженности аппарат 3 выгоднее аппарата 2.

В качестве примера сопоставим два аппарата, разработанных по одному и тому же техническому заданию и для одной тепловой производительности, т. е. $Q = idem$, но выполненные из различных поверхностей теплообмена. Теплогидродинамические характеристики их по коэффициенту теплоотдачи α_r представлены на рис. 1-14, б, из которого видно, что по тепловым показателям аппа-

рат с поверхностью 1 экономичнее аппарата с поверхностью 2.

1-й случай: коэффициент теплоотдачи в обоих аппаратах одинаков, т. е. $\alpha_1 = idem$. Точки a_1 и a_2 лежат на одной горизонтали. Если термические сопротивления стенки (λ/δ) и со стороны второго теплоносителя (α_2) тоже одинаковы или пренебрежимо малы (что примем во всех рассматриваемых случаях), то поверхности теплообмена обоих аппаратов равны: $F = idem$. Однако затрата работы на перекачку теплоносителей во втором аппарате больше, и соотношение затрат энергии на второй и первый аппараты выразится отношением отрезков oa'_2/oa'_1 . В логарифмической сетке это отношение выразится отрезком $a'_1a'_2$.

2-й случай: оба аппарата имеют одинаковую затрату энергии на единицу поверхности, т. е.

$$\frac{AN}{F} = \frac{V\Delta p}{F} = idem.$$

Точки a_1 и a_2 лежат на одной вертикали. Коэффициент теплоотдачи для второго аппарата будет меньше, а поверхность теплообмена больше, чем для первого аппарата.

3-й случай: коэффициенты теплоотдачи в аппаратах не равны: $a_1 > b_2$. Поверхность теплообмена аппарата 2 будет больше на величину отрезка ab . Затрата энергии на единицу поверхности аппарата 2 будет также больше и измеряется отрезком $a'_1b'_2$. Превышение затраты энергии на весь аппарат 2 по сравнению с затратой энергии на аппарат 1 будет выражаться произведением отрезков $(ab) \times (a'_1b'_2)$.

4-й случай, наиболее вероятный для расчета: общая затрата энергии на оба аппарата одинакова, т. е. $AN = V\Delta p = idem$ (при сохранении ранее принятого условия — $Q = idem$). Если для аппарата 1 за исходную примем точку a_1 , то для соответственной на линии 2—2 точки g_2 расход энергии на единицу поверхности $V\Delta p/F$ должен быть во столько раз меньше, во сколько раз меньше коэффициент теплоотдачи, т. е. во сколько раз больше поверхность теплообмена. При равенстве масштабов на осях координат точка g_2 должна находиться на пересечении прямой, проходящей через точку a_1 под углом 45° , т. е. отрезок a_1g должен быть равен отрезку g_2g .

Если масштабы на обоих осях различны, то графическое построение нужно выполнять с учетом различия масштабов.

1-10. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В последние годы при термодинамическом анализе энерготехнологических процессов изучают не просто потери тепла, а потери энергии, пригодной для превращения в другой вид энергии независимо от параметров окружающей среды. Мера пригодной энергии системы при обратимом взаимодействии с окружающей средой называется эксергией системы. Эксергия системы в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью организованной энергии, которое может быть получено от данной системы в результате ее обратимого перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой.

Эксергия системы, находящейся в состоянии равновесия с окружающей средой постоянных параметров, остается неизменной при обратимом проведении всех процессов, протекающих как внутри системы, так и при взаимодействии ее со средой, и уменьшается, если любое из этих взаимодействий проходит необратимо. В некотором смысле эксергия аналогична энтропии, возрастание которой, как и уменьшение эксергии, также отражает потери от необратимости. Однако уменьшение эксергии сразу показывает величину потери пригодной энергии и позволяет сопоставлять величину потери с имеющимся количеством этой энергии, т. е. получить как абсолютную, так и относительную величину потери.

Эксергию E системы или потока определяют из уравнения

$$E = i - i_0 - T(s - s_0), \text{ ккал/кг}, \quad (1-34)$$

в котором энтальпия i и энтропия s относятся к параметрам состояния системы или потока; индекс 0 обозначает состояние системы или потока в равновесии с окружающей средой (при 20°C или другой, близкой к ней температуре).

Для передачи определенного количества тепла в теплообменнике необходима конечная разность температур между теплым и холодным теплоносителями. Вследствие этого процесс теплопередачи характеризуется опре-

деленной необратимостью: по отношению к исходному состоянию переданное тепло обесценивается. В обычных термодинамических расчетах это обстоятельство не отражается. Для оценки теплообменника существенное значение имеет интервал температур (выше или ниже окружающей среды T_0), в котором он работает. При температуре выше температуры окружающей среды T_0 эффект процесса теплообмена заключается в нагреве среды; при температуре ниже T_0 — в охлаждении среды, так как охлаждение тела с температурой выше T_0 и нагревание тела с температурой ниже T_0 происходит самопроизвольно, без затраты энергии. Это принципиальное положение также не находит отражения в обычных определениях эффективности аппарата. Теплообменник, работающий с меньшей разностью между температурами теплой и холодной сред, работает с большим к.п.д., т. е. затрата на получение определенного полезного эффекта тем меньше, чем меньше необратимость. Вместе с тем с уменьшением разности температур увеличивается поверхность, необходимая для передачи определенного количества тепла, а вместе с ней и стоимость аппарата. Таким образом, минимум суммарных затрат определяется разностью температур, оптимальной с технико-экономической точки зрения. Такая оптимизация в расчете теплообменника возможна только при использовании в соотношениях затрат понятия эксергии [Л. 12].

Для количественной оценки степени термодинамического совершенства того или иного теплообменного аппарата в настоящее время применяют понятие эксергетического к.п.д. $\eta_{\text{экс}}$. С учетом всех потерь эксергетический к.п.д. теплообменного аппарата выражается одной из формул:

теплообмен в аппарате при $T > T_0$

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{G_B \Delta e_{3-4}}{G_A \Delta e_{1-2}} = \frac{G_A \Delta e_{1-2} - (d_T + d_p + d_{\text{из}})}{G_A \Delta e_{1-2}}, \quad (1-35a)$$

теплообмен в аппарате при $T < T_0$

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{G_A \Delta e_{1-2}}{G_B \Delta e_{3-4}} = \frac{G_B \Delta e_{3-4} - (d_T + d_p + d_{\text{из}})}{G_B \Delta e_{3-4}}, \quad (1-35б)$$

где G_A и G_B — расходы соответственно горячего и холодного теплоносителей, кг/ч; $G_A \Delta e_{1-2}$ — изменение величины потока эксергии горячего тепло-

носителя A в процессе движения по поверхности теплообмена от точки 1 до точки 2, ккал/ч ; $G_{B\Delta e_{3-4}}$ — изменение величины потока эксергии холодного теплоносителя B в процессе движения по поверхности теплообмена от точки 3 до точки 4, ккал/ч ; d_T — потеря эксергии от наличия конечной разности температур при теплообмене, ккал/ч ; d_p — потеря эксергии от гидравлических сопротивлений при проходе теплоносителей в аппарате, ккал/ч ; $d_{из}$ — потеря эксергии через тепловую изоляцию аппарата, ккал/ч .

В специальной литературе¹ излагаются методы определения отдельных составляющих потерь энергии и оценка влияния каждой из них на эксергетический к.п.д. теплообменника.

1-11. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Перед началом проектирования необходимо уточнить исходные данные и содержание задания, изучить условия эксплуатации и сметные возможности по капитальным затратам и на основании произведенного анализа выбрать принципиальную конструкцию будущего аппарата. Не следует слепо подражать известным решениям. Оптимальное конструктивное решение рождается на основании большого опыта проектной работы, обязательной эскизной разработки и последующего сравнения нескольких вариантов проекта.

Для расчета предпочтительны формулы, в которых физический смысл вполне ясен. Предпочтительнее пользоваться теоретическими формулами, приведенными к инженерному виду, а не эмпирическими, пригодными только для определенных условий. Чем точнее и полнее учитываются при расчете факторы, влияющие на размеры и прочность конструкции (переменные давления, температуры, вибрации, перегрузки, остаточные напряжения и др.), тем меньшими могут приниматься различные поправочные коэффициенты. Сложный и ответственный расчет должен сопровождаться, а еще лучше предваряться грубой прикидочной оценкой порядка искомой величины. Наиболее часто ошибки в расчетах являются следствием неверных предположений, отклонений метода расчета от действительного хода описываемого процесса, ошибок в размерностях физических величин и неправильных отсчетов знаков на счетных инструментах.

При проектировании аппарата расчет и конструирование одинаково важны; поэтому не следует переоценивать значение расчета и недооценивать значение конструирования. Широкое использование

стандартов, технических условий (ТУ) и нормалей ускоряет и удешевляет проектирование, изготовление и эксплуатацию оборудования. Стоимость проектирования составляет незначительную часть стоимости самого оборудования. Поэтому не следует ограничивать совершенствование агрегата при проектировании.

Чертежи следует оформлять в строгом соответствии со стандартами и принятыми условностями. Чертить нужно лаконично, не представлять лишних размеров и не вычерчивать лишних проекций, однако необходимо внести в чертеж все цифры, примечания и полную спецификацию с тем, чтобы можно было сделать детальные чертежи.

Длительный опыт проектирования теплообменников позволил рекомендовать следующую последовательность в проведении расчета рекуперативных теплообменных аппаратов (предлагаемая последовательность может быть положена в основу выбора, проектирования и расчета также и других аппаратов теплоиспользующих установок):

1. Уточняют технологическую и тепловую схемы, в которых одним из элементов является рассматриваемый теплообменный аппарат.

2. Оценивают величину продувок, дренажей, сливов, проб и других потерь и составляют схемы тепловых и материальных потоков для рассчитываемого аппарата.

3. Составляют тепловой баланс аппарата, после которого уточняют теплопроизводительность, расходы, начальные и конечные температуры теплоносителей, их физико-химические свойства, токсичность и агрессивность по отношению к конструкционным материалам.

Для рекуперативного жидкостно-жидкостного теплообменника тепловой баланс выражается формулой

$$Q = G_1 (\tau'_1 - \tau''_1) \eta_n = G_2 (\tau''_2 - \tau'_2) . \quad (1-36)$$

Для парожидкостных подогревателей и конденсаторов

$$Q = D_1 (i'_1 - \tau''_1) \eta_n = G_2 (\tau''_2 - \tau'_2) . \quad (1-37)$$

Для одноступенчатой испарительной или паропреобразовательной установки с продувкой

$$Q = D_1 (i'_1 - \tau''_1) \eta_n = D_2 (i''_2 - \tau'_2) + G_{пр} (\tau''_2 - \tau'_2) . \quad (1-38)$$

Здесь приняты обозначения:

Q — тепловая производительность аппарата, ккал/ч ; G_1 ; G_2 ; $G_{пр}$ — расход обогревающей, обогреваемой и продувочной жидкости, кг/ч ; D_1 ; D_2 — расход греющего и вторичного пара, кг/ч ; i'_1 ; i''_2 — энтальпии греющего и вторичного пара, ккал/кг ; τ'_1 ; τ''_2 — соответственно энтальпии греющей жидкости на выходе и нагреваемой жидкости на входе и на выходе, ккал/кг ; $\eta_n = 0,96 \div 0,98$ — коэффициент, учитывающий потерю тепла аппаратом в окружающую среду.

4. Сообразно с технологическими свойствами теплоносителей определяют конструкцию теплообменника, а по химической агрессивности выбирают конструкционные материалы для его изготовления.

5. В зависимости от свойств и температуры теплоносителей, степени рекуперации тепла и конструктивной схемы теплообменника

¹ Бродянский В. М. (ред.), Энергия и эксергия, изд-во «Мир», 1968; Бродянский В. М. (ред.), Эксергетический метод и его приложения, изд-во «Мир», 1967; Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е., Техническая термодинамика, изд-во «Энергия», 1968.

выбирают направление относительного тока обменивающихся теплом веществ. Противоточное движение теплоносителей всегда должно быть наиболее желательным при проектировании нового теплообменника, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности Q или уменьшению рабочей поверхности аппарата F . Если по технологическим, конструктивным или компоновочным соображениям направить теплоносители противотоком невозможно, необходимо стремиться к многоперекрестному току с обменом теплом на общем противоточном принципе. Направление тока теплоносителей не имеет существенного значения в теплообменниках с изменением агрегатного состояния хотя бы одного из двух теплоносителей.

Направление тока теплоносителей оказывает влияние не только на общую теплопроизводительность аппарата Q , но и на изменение температур теплоносителей Δt_1 и Δt_2 , а увеличение перепадов температуры при неизменной теплопроизводительности приводит к уменьшению расхода теплоносителей G_1 и G_2 и затрат на энергию для их транспортировки.

В решении вопроса выбора тока теплоносителя относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб нужно руководствоваться следующим правилом [Л. 11]: при отношении $Nu/Pr^{0,4} > 58$ выгоднее продольное, а при $Nu/Pr^{0,4} < 58$ — поперечное омывание.

6. Определяют среднюю разность температур теплоносителей $\Delta t_{ср}$. Для противотока и прямотока применима формула

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \quad (1-39)$$

Если $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 4,5$, можно пользоваться более удобной для расчета формулой

$$\Delta t_{ср} = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) - 0,1 (\Delta t_6 - \Delta t_m) \quad (1-40)$$

а при $\Delta t_6/\Delta t_m \leq 1,8$ средний температурный напор можно рассчитывать по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{1}{2} (\Delta t_6 + \Delta t_m) \quad (1-41)$$

Если при противотоке водяной эквивалент $W = Gc_p$ для обоих теплоносителей одинаков, то $t_6 = \Delta t_m = \Delta t_{ср}$.

При перекрестном токе и в других сложных системах движения теплоносителей в теплообменнике $\Delta t_{ср}$ определяют по формуле (1-39) с введением коэффициента ψ , который определяют по графикам, составленным для конкретных схем движения теплоносителей [Л. 30]

7. На основе опыта или с помощью справочников по теплопередаче ориентировочно оценивают значения коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей как от горячего к стенке (α_1), так и от стенки к холодному (α_2). Можно пользоваться следующими средними значениями [Л. 59].

Пределы значений α и k в промышленных установках

а) Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи α , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

при нагревании и охлаждении воздуха	1—50
при нагревании и охлаждении перегретого пара	20—100
при нагревании и охлаждении масел	20—1 500
при нагревании и охлаждении воды	500—10 000
при кипении воды	500—45 000
при пленочной конденсации водяных паров	4 000—15 000
при каплевой конденсации водяных паров	40 000—120 000
при конденсации органических паров	500—2 000

б) Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

при теплопередаче от газа к газу	25
при теплопередаче от газа к воде	50
при теплопередаче от керосина к воде	300
при теплопередаче от воды к воде	1 000
при теплопередаче от конденсирующихся паров к воде	2 500
при теплопередаче от конденсирующихся паров к маслам	300
при теплопередаче от конденсирующихся паров к кипящему маслу	500

8. Определяют термическое сопротивление поверхности теплообмена вместе с загрязнениями на обеих ее сторонах:

$$\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \sum \frac{\delta_{заг}}{\lambda_{заг}} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{заг}, \quad (1-42)$$

где δ — толщина каждого слоя, составляющего стенку, м;
 λ — коэффициент теплопроводности материала слоя, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$.

Материал	Теплопроводность, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$	Материал	Теплопроводность, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$
гипс	0,25	латунь	73,5
копоть ламповая	0,027	медь	330
лед	1,94	никель	50
мел	0,80	сталь	39
накипь котельная	1,13—2,70	нержавеющая сталь	13,8—23,7
песок влажный	0,97	чугун	54
песок сухой	0,28		
алюминий	175		

9. С учетом загрязненности поверхности определяют ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k .

Для плоской стенки по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}, \quad (1-43)$$

для цилиндрической стенки по формуле

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \right) + R_{заг}}, \quad (1-44)$$

где d_{cp} ; $d_{вн}$; $d_{нар}$ — средний, внутренний и наружный диаметры трубы, м.

10. По ориентировочному значению k определяют предварительное значение поверхности теплообмена F по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}. \quad (1-45)$$

11. Определяют средние температуры теплоносителей в аппарате. Если можно принять теплоемкости постоянными, то среднюю температуру теплоносителей можно определить по формулам [Л. 71]: при противотоке

$$t_1^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t_2'' + \Delta t_{cp}) - t_1'}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (1-46)$$

$$t_2^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t_2'' - t_1' + \Delta t_{cp}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} - 1}; \quad (1-47)$$

при прямотоке

$$t_1^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} (t_2' + \Delta t_{cp}) + t_1'}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}; \quad (1-48)$$

$$t_2^{cp} = \frac{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} t_2' + t_1' - \Delta t_{cp}}{\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} + 1}. \quad (1-49)$$

Достаточно, однако, определить среднюю температуру одного теплоносителя, так как среднюю температуру другого легко найти из равенства

$$t_1^{cp} - t_2^{cp} = \Delta t_{cp}. \quad (1-50)$$

В практических расчетах среднюю температуру теплоносителя часто определяют как среднеарифметическую начального и конечного ее значений. Такое упрощение ведет к нарушению соотношения (1-50), что затрудняет правильное определение температуры стенки. Если считать, однако, что в большинстве случаев k сравнительно

мало изменяется с температурой, неточность в определении средней температуры теплоносителя влияет на результат расчета незначительно. Поэтому при противотоке считают допустимым определять среднюю температуру теплоносителя с меньшим температурным перепадом как среднеарифметическую, а среднюю температуру другого теплоносителя — по формуле (1-50). Практикуемый иногда способ определения средней температуры теплоносителя в виде среднелогарифмической из начальной и конечной его температуры совершенно не обоснован и часто приводит к грубым ошибкам.

12. По средним температурам теплоносителей и по справочным таблицам находят значения плотностей ρ , а затем секундные объемы теплоносителей по формуле

$$V = \frac{G}{\rho \cdot 3600}. \quad (1-51)$$

Для теплоносителей, удельный объем которых существенно изменяется с температурой, секундные объемы необходимо определять по начальной, средней и конечной температурам для соответствующих участков теплообменника.

13. Выбирают скорость теплоносителя. В кожухотрубчатом аппарате только один теплоноситель может иметь оптимальную скорость (обычно внутри труб), а скорость другого (в межтрубном пространстве) получается в зависимости от способа распределения труб в трубной решетке. Из условия турбулентности режима течения теплоносителя и по экономическим соображениям можно рекомендовать следующие средние значения скорости теплоносителей;

Теплоноситель	Скорость w , м/сек
вязкие жидкости	≤ 1
маловязкие жидкости и вода	1—3
запыленные газы	6—10
чистые газы	12—16
пар насыщенный	30—50
пар перегретый	50—75
пар разреженный	100—200

Наилучший метод выбора скоростей теплоносителей основан на технико-экономическом расчете: затраты на электроэнергию для перекачивания теплоносителя увеличиваются с повышением скорости, а стоимость поверхности теплообмена с повышением скорости снижается.

Величина скорости теплоносителя влияет на коэффициент теплоотдачи не только для газов и жидкостей, но и для пара. Опыты ВТИ показали, что при подаче конденсирующегося пара тонкими струями с большой скоростью коэффициент теплоотдачи возрастает в 3—10 раз. С увеличением скорости пара пленка образующегося конденсата утоняется и срывается с поверхности, благодаря чему уменьшается сопротивление переходу тепла от пара к стенке.

Верхний предел скорости жидкостей и газов лимитируется оптимальным гидравлическим сопротивлением аппарата, а также эрозией материала труб в результате воздействия потока.

Динамический напор струи на трубу определяется величиной

$$p_{\text{дин}} = \frac{\gamma w^2}{2g}, \text{ кг/м}^2. \quad (1-52)$$

В конденсаторах турбин величина динамического напора достигает 30 кг/м^2 (при скорости пара до 100 м/сек), а в маслоохладителях — 45 кг/м^2 (при скорости масла около 1 м/сек). Если напор такого порядка принять за допустимый при поперечном обтекании латунных труб, то оптимальная скорость теплоносителя из условий допустимой эрозии будет равна:

$$w = \sqrt{\frac{2gp_{\text{дин}}}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 45}{\gamma}} = \frac{30}{\sqrt{\gamma}} = 30 \sqrt{v}, \text{ м/сек.} \quad (1-53)$$

При продольном обтекании можно исходить из допустимой скорости движения воды в латунных трубах $2,5 \text{ м/сек}$, чему соответствует динамический напор в 318 кг/м^2 . Допустимая скорость пара или газа при продольном обтекании латунных труб или при движении в трубах будет:

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 318}{\gamma}} \approx 80 \sqrt{v}, \text{ м/сек.} \quad (1-54)$$

Для стальных труб допустимые скорости из условий допустимой эрозии могут быть выбраны более высокими. Важно осуществить равномерное распределение скорости по потоку теплоносителя. В трубах скорости выравниваются вследствие большого гидравлического сопротивления. В межтрубном пространстве выравнивание скоростей достигается уменьшением зазоров между пучком и стенкой корпуса посредством установки щитков для устранения протечек (рис. 1-15).

14. Решают вопрос о направлении теплоносителей в то или другое пространство теплообменника. Внутри труб достигается легче

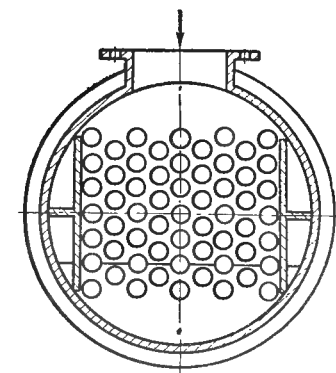


Рис. 1-15. Щитки для уменьшения зазора и для устранения протечек теплоносителя в межтрубном пространстве.

повышенная скорость, и поэтому теплоноситель с меньшим коэффициентом теплоотдачи лучше направлять в трубное пространство. Загрязненный теплоноситель следует подавать в трубы, а чистый в межтрубное пространство; очистку внутренней поверхности труб, особенно прямых, легко осуществить. Коррозионноактивные жидкости следует подавать в трубы. В этом случае только для крышек аппарата и для труб потребуются коррозионностойкий материал или покрытие. Наиболее важный узел — корпус аппарата — коррозии не подвергается.

Теплоноситель с высокими давлением и температурой предпочтительнее направлять в трубы, что способствует снижению механической нагрузки на корпус ап-

парата и снижению тепловых потерь в окружающую среду. Наоборот, если аппарат предназначен для охлаждения вещества, то предпочтительнее горячий теплоноситель направлять в межтрубное пространство, так как за счет отдачи тепла в окружающую среду можно уменьшить расход охлаждающего теплоносителя.

15. Выбирают диаметр труб и определяют их длину и число. В промышленных теплообменниках редко применяют трубы наружным диаметром менее 17 мм . Чаще всего устанавливают трубы наружным диаметром $22, 25, 32$ и 38 мм (последние два размера относятся к стальным трубам). Для загрязненных жидкостей и газов применяют трубы наружным диаметром $44,5, 51, 57$ и 76 мм . При проектировании теплообменных аппаратов необходимо иметь в виду, что трубы из цветных металлов следует применять только в особо важных случаях.

Обозначим:

$F_{\text{вн}}$ — поверхность теплообмена на внутренней стороне труб, м^2 ; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры труб, м ; l — общая длина трубы в расчете на одноходовой пучок, м ; l' — длина трубы в одном ходе многоходового пучка, м ; n — число труб в аппарате; z — число ходов в аппарате; $S_{\text{тр}}$ — проходное сечение труб в одном ходе, м^2 ; w — скорость теплоносителя в трубах, м/сек ; G — часовой расход теплоносителя, кг/ч ; γ — удельный вес теплоносителя, кг/м^3 .

Поверхность теплообмена в трубчатом аппарате выражается формулой

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} l n. \quad (1-55)$$

Выразим секундный объем протекающей в трубах жидкости в виде

$$V = S_{\text{тр}} w = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \frac{n}{z} w, \quad (1-56)$$

тогда общее число труб в аппарате

$$n = \frac{4zS_{\text{тр}}}{\pi d_{\text{вн}}^2}. \quad (1-57)$$

Длина труб из соотношений (1-55) и (1-57)

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} \frac{1}{n} = \frac{F_{\text{вн}} \pi d_{\text{вн}}^2}{\pi d_{\text{вн}} \cdot 4zS_{\text{тр}}} = \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}}}{4zS_{\text{тр}}}. \quad (1-58)$$

Выразим длину труб через расход и скорость теплоносителя. Известно, что

$$V = \frac{G}{3600\gamma} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n w, \quad (1-59)$$

откуда

$$n = \frac{4G}{3600 \pi d_{\text{вн}}^2 w \gamma}. \quad (1-60)$$

Тогда новое соотношение для длины трубы в аппарате выразит-
ся как

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}}} \frac{3600 \pi d_{\text{вн}}^2 \omega \gamma}{4G} = 900 \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \omega \gamma}{G} \quad (1-61)$$

Рабочая длина труб в теплообменных аппаратах составляет 2—4 м и редко превышает 5 м. При большей расчетной длине конструируют многоходовые теплообменники, в которых число ходов теплоносителя по трубам $z = l/l'$, где l' — рабочая длина трубы в одном ходе.

Задав рабочую длину труб в одном ходе l' , из формулы (1-61) получим:

$$z = \frac{900 F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \gamma}{G l'} \omega = A \omega, \quad (1-62)$$

т. е. при заданных или выбранных размерах труб $d_{\text{вн}}$ и l' , а также известных G , F и γ число ходов теплоносителя в трубном пространстве прямо пропорционально выбранной скорости ω . В многоходовых теплообменных аппаратах рекомендуется выбирать число ходов z четным (2, 4, 6, 8, 10), чтобы входной и выходной патрубки для теплоносителя были в одной крышке аппарата. Если по расчету рабочая длина труб даже при большом числе ходов z (6—8) получается неконструктивно велика, необходимо либо задаться меньшей скоростью теплоносителя или меньшим диаметром труб, либо принять меньшими обе величины.

16. Выбирают способ крепления и метод разбивки труб в трубной решетке, а также планируют участки под перегородки в трубных решетках и крышках многоходовых аппаратов. Закрепление труб в трубной решетке должно обеспечивать плотность и прочность соединения, а также возможность легкой замены дефектных труб. Наиболее распространенным способом закрепления труб в промышленных теплообменниках является развальцовка (см. стр. 445 и 475).

Методика расчета трубных решеток на прочность изложена в гл. 11. Для предварительной разработки конструкции можно принять толщину трубной решетки

$$h_{\text{тр.р}} = \frac{d_{\text{н}}}{8} + C, \text{ мм}, \quad (1-63)$$

где $C=5$ для стальных и $C=10$ для медных трубных решеток.

Для высокотемпературных процессов или сильно текучих теплоносителей (керосина, сжиженных газов) принимают крепление труб методом электрической или газовой сварки или пайки, однако при этих способах затруднена смена труб, а сами способы сложны в технологическом отношении. В некоторых случаях концы труб уплотняют в трубной решетке с помощью сальников.

Разбивка труб на плоскости трубной решетки производится после выбора шага между трубами либо по вершинам равносторонних треугольников (ромбический пучок труб), либо по концентрическим окружностям (концентрический пучок труб). Ромбическая разбивка труб по периметрам правильных шестиугольников при числе шестиугольников $m \geq 7$ (при условии заполнения сегментов) выгоднее размещения по концентрическим окружностям.

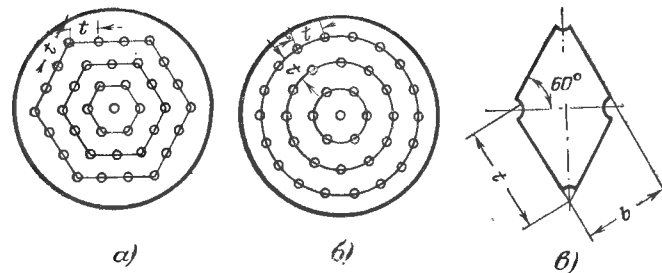


Рис. 1-16. Разбивка трубной решетки по шестиугольникам (а) и по концентрическим окружностям (б); мостик между трубами (в).

Шаг между центрами труб t принимают из условий прочности трубной решетки не менее $1,3d$. Можно рекомендовать следующие значения шага t в зависимости от наружного диаметра труб $d_{\text{н}}$.

$d_{\text{н}}, \text{ мм}$	17	22	25	32	38	44,5	51	57	63,5	77
$t, \text{ мм}$	27	32	35	44	50	58	66	74	81	93

В одноходовом теплообменнике с ромбической разбивкой труб при стороне внутреннего шестиугольника, равной шагу между трубами t , и при числе вписанных шестиугольников m общее число труб (с учетом одной центральной трубы) равно (рис. 1-16):

$$n = 1 + 6(1 + 2 + 3 + \dots + m) = 1 + 6 \frac{1+m}{2} = 1 + 3m + 3m^2. \quad (1-64)$$

Число шестиугольников для размещения труб

$$m = \frac{\sqrt{12n - 3} - 3}{6}. \quad (1-65)$$

Число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит:

$$e = 2m + 1. \quad (1-66)$$

При $m > 6$ желательно заполнять трубами сегменты между краем трубной решетки и сторонами наружного шестиугольника.

Размещение труб по концентрическим окружностям производится так, чтобы был выдержан радиальный шаг t , т. е. расстояние между окружностями, и примерно такой же шаг между трубами по окружности.

При радиальном шаге t радиусы окружностей будут: $r_1=t$; $r_2=2t$; $r_3=3t$; ...; $r_i=it$.

Соответственно длины окружностей будут равны: $c_1=2\pi r_1=2\pi t$; $c_2=4\pi t$; $c_3=6\pi t$; ...; $c_i=2\pi it$.

Число труб по окружностям с шагом, приблизительно равным t , составит:

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{c_1}{t} = \frac{2\pi t}{t} = 2\pi = 6,28 \approx 6; \\ n_2 &= \frac{c_2}{t} = \frac{4\pi t}{t} = 12,56 \approx 12; \\ n_3 &= \frac{c_3}{t} = 6\pi \approx 18; \\ n_i &= \frac{c_i}{t} = 2\pi i. \end{aligned} \quad (1-67)$$

Число труб, размещенных по шестиугольникам и по окружностям, можно определить с помощью табл. 1-9.

Разбивка труб по правильным квадратам применяется при использовании в межтрубном пространстве сильно загрязненных теплоносителей, так как такая разбивка облегчает очистку межтрубного пространства. Число труб в квадрате, вписанном в окружность трубной решетки, равно a^2 , где a — число труб, расположенных по стороне наибольшего вписанного квадрата. При $a > 6$ рекомендуется дополнительное размещение труб в сегментах между окружностью и сторонами квадрата.

17. Вычерчивают на бумаге эскиз теплообменника. По выбранному числу ходов выбирают тип крышки аппарата. По эскизу трубной решетки с нанесенной разбивкой труб и свободными (без отверстий) участками под перегородки крышек уточняют число труб в каждом ходу, стремясь достичь их приблизительного равенства. Существует несколько способов распределения труб по ходам в многоходовом теплообменнике. В крышках двух- и четырехходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными перегородками (рис. 1-17, а). На рисунке сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке (со стороны входа теплоносителя в трубное пространство), а пунктиром — в задней крышке. Цифрами обозначена последовательность ходов. В аппаратах с четырьмя и более ходами применяют разбивку труб по секторам (рис. 1-17, в) или более сложные, комбинированные методы установки перегородок (рис. 1-17, б и г).

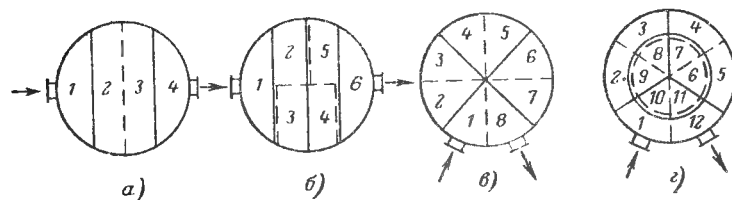


Рис. 1-17. Варианты установки перегородок в крышке.

Число труб в аппарате при разбивке в трубной решетке по шестиугольникам и по концентрическим окружностям

Число шестиуголь- ников или окруж- ностей	Разбивка по шестиугольникам						Разбивка по окружностям		
	Число труб по диагонали	Общее число труб без уче- та сегментов	Число труб			Число труб во всех сегментах	Общее число труб в аппарате	Число труб по наружной окружности	Общее число труб в аппа- рате
			в 1-м ряду сегмента	во 2-м ряду сегмента	в 3-м ряду сегмента				
1	3	7	—	—	—	—	7	6	7
2	5	19	—	—	—	—	19	12	19
3	7	37	—	—	—	—	37	18	37
4	9	61	—	—	—	—	61	25	62
5	11	91	—	—	—	—	91	31	93
6	13	127	—	—	—	—	127	37	130
7	15	169	3	—	—	18	187	43	173
8	17	217	4	—	—	24	241	50	223
9	19	271	5	—	—	30	301	56	279
10	21	331	6	—	—	36	367	62	341
11	23	397	7	—	—	42	439	69	410
12	25	469	8	—	—	48	517	75	485
13	27	547	9	2	—	66	613	81	566
14	29	631	10	5	—	90	721	87	653
15	31	721	11	6	—	102	823	94	747
16	33	817	12	7	—	114	931	100	847
17	35	919	13	8	—	126	1045	106	953
18	37	1027	14	9	—	138	1165	113	1066
19	39	1141	15	12	—	162	1303	119	1185
20	41	1261	16	13	4	198	1459	125	1310
21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
22	45	1519	18	15	8	246	1765	138	1579
23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

Крышки теплообменных аппаратов могут быть различных конструктивных форм с различными местами установки патрубков. Крышка с патрубком, ось которого перпендикулярна плоскости разбивки (рис. 1-18, а), неудобна тем, что снятие ее с корпуса сопровождается демонтажом трубопровода. Крышка с боковым патрубком (рис. 1-18, б) требует только отсоединения труб от крышки. Съемное днище крышки-коллектора (рис. 1-18, в) допускает ревизию и очистку аппарата без отделения его от трубопроводов, однако дополнительное фланцевое соединение усложняет конструкцию аппарата. Если выполнить крышку с одним разъемным соединением выше патрубков (рис. 1-18, г), то можно ограничиться одним этим разъемом. Однако изготовление такой конструкции значительно сложнее, и она менее удобна при смене и развальцовке труб.

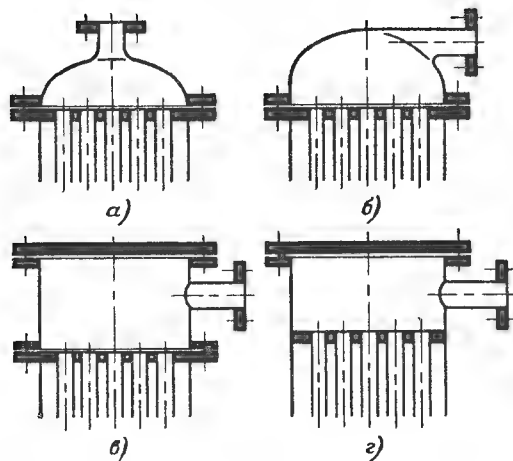


Рис. 1-18. Типы соединений крышки с корпусом аппарата и трубопроводами.

По выбранным скоростям теплоносителей, которые могут быть близкими к скоростям в аппарате, определяют проходные сечения патрубков. Размеры их следует согласовывать с размерами подводимых к аппарату трубопроводов.

Пользуясь уравнением неразрывности потока, объем теплоносителя выразим как

$$V = \frac{G}{3600\gamma} = f\omega, \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (1-68)$$

Прсходное сечение патрубка

$$f = \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}, \text{ м}^2,$$

откуда

$$D_{\text{п}} = 1,13 \sqrt{\frac{G}{3600\gamma\omega}}, \quad (1-69)$$

где G — расход теплоносителя, кг/ч; γ — удельный вес теплоносителя, кг/м³; ω — скорость теплоносителя в патрубке, м/сек; $D_{\text{п}}$ — диаметр патрубка, м.

18. Определяют внутренний диаметр корпуса теплообменника D по формуле

$$D = D' + d_{\text{н}} + 2k, \quad (1-70)$$

где D' — наибольший диаметр окружности центров труб при кольцевой разбивке или наибольшая диагональ шестиугольника при ромбической разбивке труб; k — кольцевой зазор между крайними трубами и внутренней стенкой корпуса.

Для аппаратов с приварными и зажатыми между фланцами трубными решетками (без плавающей головки) кольцевой зазор k берется минимальным, но не менее 6 мм. В аппаратах с плавающей головкой зазор определяется конструкцией и размерами фланца плавающей головки. В аппаратах с поперечными перегородками в межтрубном пространстве кольцевой зазор определяется из расчета оптимальной скорости протекания теплоносителя через него (см. п. 19).

19. Выбирают конструкцию и определяют размеры межтрубного пространства, сечение которого в аппарате без перегородок можно определить из равенства

$$S_{\text{мтр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - nd_{\text{н}}^2). \quad (1-71)$$

Скорость теплоносителя вдоль труб межтрубного пространства находят по уравнению

$$\omega = \frac{V_{\text{сек}}}{S_{\text{мтр}}} = \frac{G}{3600\gamma S_{\text{мтр}}} = \frac{G}{2825\gamma (D^2 - nd_{\text{н}}^2)}. \quad (1-72)$$

Изменение скорости ω , при этом очень незначительное, может быть достигнуто только путем варьирования шага между трубами. С целью повышения скорости в межтрубном пространстве устанавливают перегородки.

С помощью продольных перегородок параллельно осям труб (см. рис. 1-6, з) можно создать противоточное движение теплоносителей и повысить скорость одного из них. Если продольных ходов стало z , то проходное сечение межтрубного пространства станет в z раз меньше; во столько же раз увеличится скорость теплоносителя

$$\omega' = \omega z = \frac{V_{\text{сек}}}{S_{\text{мтр}}} z. \quad (1-73)$$

Для устранения перетекания жидкости перегородки должны быть плотно пригнаны или приварены по длине к стенке корпуса, что создает известные трудности при монтаже и ремонте аппарата. Поэтому продольные перегородки в теплообменных аппаратах устанавливают редко.

Поперечные перегородки (рис. 1-6, б и 1-19) просты в изготовлении и удобны в монтаже. С их помощью достигается повышение скорости и перекрестное омывание труб теплоносителем, т. е. повышение коэффициента теплопередачи. Размеры колец и дисков (рис. 1-19, а) для перегородок в межтрубном пространстве следует выбирать из расчета получения одинаковой скорости теплоносителя в трех сечениях: между трубами внутри кольца, между кольцом и диском при поперечном омывании труб и в кольцевом зазоре между корпусом и диском. Диаметр дисков должен быть таким, чтобы в них помещался весь пучок труб. Диаметр трубной решетки и соответственно наружный диаметр колец должен быть больше диаметра диска.

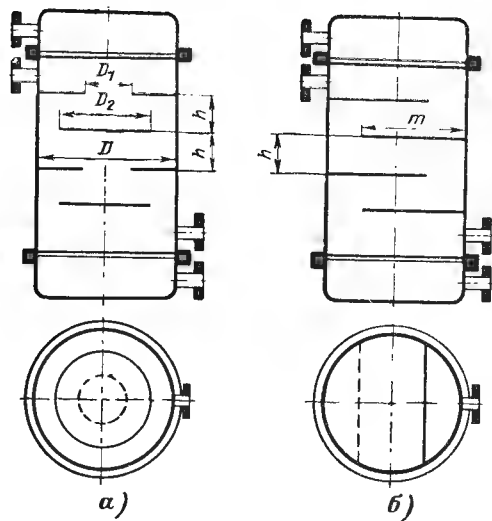


Рис. 1-19. К расчету поперечных перегородок.

a — кольцевые перегородки; *б* — сегментные перегородки.

а) Площадь кольцевого зазора между корпусом и диском

$$S_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_2^2). \quad (1-74)$$

б) Проходное сечение в вертикальном цилиндре среднего диаметра $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$ между кольцом и диском при степени заполнения его окружности трубами d_n/t составит:

$$S_2 = \pi D_0 h \left(1 - \frac{d_n}{t} \right). \quad (1-75)$$

в) Проходное сечение внутри кольца, через которое проходит пучок труб, определится из следующих соотношений.

При ромбической компоновке пучка площадка f на одну трубу равна (см. рис. 1-16, в):

$$f = bt = \left(\frac{t}{2} \tan 60^\circ \right) t = 0,866 t^2.$$

Площадь, занимаемая только пучком труб,

$$S_0 = nf = 0,866 nt^2.$$

Если принимать во внимание, что объем пучка может быть увеличен анкерными связями и пространством пустот, образующихся за счет перегородок в крышках аппарата, действительная площадь, занимаемая пучком, будет равна:

$$S = \frac{S_0}{\eta} = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{0,866}{\eta} nt^2, \quad (1-76)$$

где коэффициент заполнения решетки трубами η

для одноходового пучка	0,8—1,0
для двухходового пучка	0,7—0,85
для четырехходового пучка	0,6—0,8

Степень заполнения трубами отверстия в кольце составит:

$$\frac{\pi d_n^2/4}{0,866 t^2/\eta} = 0,91 \eta \left(\frac{d_n}{t} \right)^2,$$

а проходное сечение для теплоносителя в кольце будет равно:

$$S_3 = \frac{\pi D_1^2}{4} \left[1 - 0,91 \eta \left(\frac{d_n}{t} \right)^2 \right]. \quad (1-77)$$

Зная величины расхода и скорости теплоносителя, можно найти сечения

$$S_{\text{мтр}} = S_1 = S_2 = S_3 = \frac{V}{w}.$$

По формуле (1-76) находят D_2 , а по формуле (1-74) — величину D . Затем по формуле (1-77) вычисляют D_1 . Определив $D_0 = \frac{D_1 + D_2}{2}$, по уравнению (1-75) можно найти h . Если расстояние

между перегородками h получится меньше 80 мм, следует принять меньшее значение скорости теплоносителя.

Устройство поперечных перегородок в виде дисков с отрезанными сегментами (рис. 19, б) рассчитывают на основании следующих исходных данных.

Если сегменты отрезаны у диска параллельно диагонали шестиугольника, то свободное сечение между перегородками, отстоящими одна от другой на расстоянии h , можно выразить по диаметру аппарата как

$$S_{\text{мтр}} = Dh \left(1 - \frac{d_n}{t} \right), \quad (1-78)$$

а если сегменты отрезаны у диска перпендикулярно диагонали шестиугольника, то

$$S_{\text{мтр}} = Dh \left(1 - \frac{d_n}{1,73t} \right). \quad (1-79)$$

С помощью одного из этих уравнений находят величину h . Ширину перегородки a принимают равной (0,6—0,8) D .

20. Уточняют эскиз теплообменника и его конструктивные размеры: длину пучка труб, число труб в каждом ходу и во всем аппарате, внутренний диаметр корпуса, действительные проходные сечения трубного и межтрубного пространств (или ходов); определяют соответствующие им скорости теплоносителей; разрабатывают узлы аппарата и детали их сочленения.

21. Зная уточненные значения скоростей и температур, физические константы теплоносителей, характер их взаимного движения и размеры каналов, по известным из курса теплопередачи формулам окончательно определяют значения коэффициентов теплоотдачи α и теплопередачи k . При определении коэффициентов теплоотдачи для конденсирующегося пара или кипящей жидкости либо при нагреве и охлаждении вязких жидкостей, когда необходимо знать или предварительно задаваться температурой стенки, а потом проверять принятое значение, целесообразно пользоваться для определения коэффициента теплопередачи k графо-аналитическим методом [Л. 50].

22. По теплопроизводительности теплообменника Q , средней разности температур теплоносителей $\Delta t_{ср}$ и коэффициенту теплопередачи k определяют расчетную поверхность теплообмена F_p :

$$F_p = \frac{Q}{kF\Delta t_{ср}}. \quad (1-80)$$

В том случае, когда расчетное значение поверхности F_p окажется равным запроектированной поверхности $F_{эс}$ в эскизном чертеже или на 10—15% меньшим, определение основных размеров аппарата можно считать законченным. Если же окажется, что $F_p > F_{эс}$, то необходимо увеличить поверхность теплообмена на 10—15% против полученного на основании теплового расчета. Увеличение поверхности на эскизе проще всего сделать удлинением пучка труб. При этом все продолженные расчеты останутся правильными, и тепловой расчет теплообменника можно считать законченным. Если же разница между запроектированной в эскизе и расчетной поверхностями окажется больше 15%, необходимо снова произвести тепловой расчет, задавшись исходными величинами с учетом результатов, полученных при их сопоставлении.

23. Производят гидравлический расчет. Гидравлическое сопротивление при движении жидкости складывается из потерь на трение о стенки Δp_{τ} и потерь на преодоление местных сопротивлений Δp_m :

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{\tau} + \Sigma \Delta p_m = \Sigma \xi \frac{l}{d} \frac{w^2 \gamma}{2g} + \Sigma \zeta \frac{w^2 \gamma}{2g}, \quad (1-81)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения; ζ — коэффициент местных сопротивлений; l — длина трубы или канала, м; d — внутренний диаметр трубы или эквивалентный диаметр сечения канала, м; w — скорость теплоносителя на рассматриваемом участке, м/сек; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек²; γ — удельный вес теплоносителя, кг/м³.

В формуле (1-81) не учитываются потери давления, обусловленные местными ускорениями потока вследствие изменения плотности теплоносителя, а также потери на преодоление подъемных сил (самотяги) в вертикальных каналах теплообменника. Поэтому эта формула является приближенной. Названными дополнительными поте-

рями нельзя пренебрегать при значительных изменениях температуры рабочей среды и при большой высоте вертикальных каналов.

Потери напора, обусловленные ускорением потока вследствие изменения плотности теплоносителя, выражаются при постоянном сечении канала уравнением

$$\Delta p_y = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2, \quad \text{кг/м}^2, \quad (1-82)$$

где w_1 и w_2 — скорости, м/сек, а ρ_1 и ρ_2 — плотности теплоносителей во входном и выходном сечениях потока, кг · сек²/м⁴. В случае нагревания теплоносителя Δp_y положительно, в случае охлаждения — отрицательно.

При неизотермическом движении должно также учитываться сопротивление самотяги. Подъемная сила и равное ей по величине сопротивление самотяги, возникающее вследствие того, что вынужденному движению нагретой жидкости в нисходящих каналах противодействует сила, направленная вверх, определяются следующим соотношением:

$$\Delta p_c = h(\gamma_0 - \gamma_1), \quad (1-83)$$

где γ_0 — удельный вес холодной жидкости, например окружающего воздуха, кг/м³; γ_1 — удельный вес нагретой жидкости, например дымовых газов, кг/м³; h — высота вертикального канала, м.

При нисходящем движении нагретой жидкости значение самотяги по формуле (1-83) является дополнительным сопротивлением канала; при восходящем движении — сопротивление канала уменьшается на величину Δp_c . Для большинства промышленных теплообменников сопротивления ускорения и самотяги проявляются незначительно и поэтому не учитываются. Следует иметь также в виду, что все данные по гидравлическому сопротивлению, приводимые в справочниках, получены, как правило, для изотермического движения жидкости. Использование их в расчете сопротивления при неизотермическом движении должно производиться с учетом возможных изменений как отдельных величин, так и сопротивления в целом. Точный расчет сопротивления — задача практически невозможная. Поэтому в ответственных случаях сопротивление теплообменника должно определять экспериментальным путем.

Полное гидравлическое сопротивление теплообменника Δp определяется выражением

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{\tau} + \Sigma \Delta p_m + \Sigma \Delta p_y + \Sigma \Delta p_c. \quad (1-84)$$

24. Если перепад давлений для проектируемого теплообменника задан наперед и ограничен по величине, то выясняют допустимость применения конструкции аппарата, установленной расчетом. Если сопротивление теплообменника превышает заданное, необходимо менять конструкцию или включать параллельно несколько теплообменников, производя пересчет, так как изменение скоростей повлечет изменение коэффициента теплопередачи и необходимой поверхности теплообмена.

В случае необходимости по подсчитанному общему гидравлическому сопротивлению тракта определяют мощность, необходимую для перемещения теплоносителей. Она пропорциональна произведе-

нию секундного объема жидкости на полное сопротивление:

$$N = \frac{G \Delta p}{3600 \cdot 102 \eta}, \text{ кВт}, \quad (1-85)$$

где G — весовой расход жидкости, кг/ч ; η — к. п. д. вентилятора или насоса; 3600 и 102 — переводные множители.

Уравнение (1-85) применимо как для вентиляторов, так и для насосов.

25. Производят выбор конструкционных материалов для всех деталей теплообменника и расчет их на прочность, который может быть двух видов: проектный и проверочный. Проектным расчетом определяют минимально необходимые размеры элементов проектируемого аппарата, гарантирующие их прочность в работе (см. гл. 11). Проверочными расчетами проверяют прочность отдельных элементов существующего аппарата и определяют возможность использования его в конкретных условиях изменившегося технологического процесса.

26. Вычерчивают конструкцию аппарата; составляют спецификацию; составляют характеристики всех фланцев с указанием их назначения, рабочего давления прокачиваемой среды и проходного сечения; определяют веса деталей и всего аппарата.

27. Разрабатывают конструкцию и выбирают материалы тепловой изоляции теплообменника (см. гл. 13). Производят тепловой и конструктивный расчет тепловой изоляции.

Тепловые потери, т. е. количество тепла, переданное теплопроводностью через 1 м^2 теплоизоляционного слоя от плоской стенки или цилиндрической поверхности диаметром 2 м и более, определяются при однослойной изоляции по формуле

$$q = \frac{\lambda_{\text{из}}}{\delta_{\text{из}}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (1-86)$$

а при двухслойной изоляции по формуле

$$q = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{из1}}}{\lambda_{\text{из1}}} + \frac{\delta_{\text{из2}}}{\lambda_{\text{из2}}}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}), \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (1-87)$$

где $t_{\text{ст}}$ — температура стенки изолированного аппарата, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{из}}$ — температура наружной поверхности изоляции, $^{\circ}\text{C}$; $\lambda_{\text{из}}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $\delta_{\text{из}}$ — толщина изоляционного слоя, м.

Для цилиндрических аппаратов диаметром менее 2 м и трубопроводов тепловые потери с 1 м длины определяются при однослойной изоляции по формуле

$$q_l = \frac{2\pi\lambda_{\text{из}}}{\ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{ст}}}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}), \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}; \quad (1-88)$$

при двухслойной изоляции по формуле

$$q_l = \frac{t_{\text{ст}} - t_{\text{из}}}{\frac{1}{2\pi\lambda_{\text{из1}}} \ln \frac{d_{\text{из1}}}{d_{\text{ст}}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{из2}}} \ln \frac{d_{\text{из2}}}{d_{\text{из1}}}}, \text{ ккал/м} \cdot \text{ч}, \quad (1-89)$$

где $d_{\text{ст}}$ — наружный диаметр цилиндрической стенки, м; $d_{\text{из}}$ — наружный диаметр изоляционного слоя, м.

Коэффициент теплопроводности изоляции определяют по средней температуре изоляционного слоя:

$$\lambda_{\text{из}} = \lambda_0 + b t_{\text{ср}} = \lambda_0 + b \frac{t_{\text{ст}} + t_{\text{из}}}{2}. \quad (1-90)$$

Суммарные тепловые потери через поверхность аппарата или установки с тепловой изоляцией различной конструкции определяют по формуле

$$Q = (q_1 F_1 + q_2 F_2 + q_l L + \dots + q_n F_n) k, \quad (1-91)$$

где $q_1, q_2, q_l, \dots, q_n$ — удельные тепловые потери различных участков изоляции; $F_1, F_2, F_n, \dots, L$ — поверхности участков установки или длины трубопроводов; k — коэффициент, учитывающий потери тепла через опоры, неизолированные участки и др.

Толщина однослойной изоляции для плоской стенки и цилиндрических поверхностей диаметром 2 м и более определяется по формуле

$$\delta_{\text{из}} = \left[\frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{воз}}}{q} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right]. \quad (1-92)$$

Для цилиндрических поверхностей диаметром менее 2 м расчетная формула примет вид:

$$\ln \frac{d_{\text{из}}}{d_{\text{ст}}} = 2\pi\lambda_{\text{из}} \left[\frac{t_{\text{ж}} - t_{\text{воз}}}{q_l} - \left(\frac{1}{\pi d_{\text{вн}} \alpha_1} + \frac{1}{\pi d_{\text{из}} \alpha_2} \right) \right], \quad (1-93)$$

где $t_{\text{ж}}$ — температура жидкости в изолируемом элементе, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{воз}}$ — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$; α_1 — коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке трубы, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к воздуху, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр изолируемого элемента, м.

Толщина двухслойной изоляции для плоской стенки и цилиндрических поверхностей диаметром 2 м и более определяется по формулам:

для первого слоя

$$\delta_{\text{из1}} = \lambda_{\text{из1}} \left(\frac{t_{\text{ж}} - t_{1,2}}{q} - \frac{1}{\alpha_1} \right), \text{ м}, \quad (1-94)$$

для второго слоя

$$\delta_{\text{из2}} = \lambda_{\text{из2}} \left(\frac{t_{1,2} - t_{\text{воз}}}{q} - \frac{1}{\alpha_2} \right), \text{ м}. \quad (1-95)$$

Для цилиндрических поверхностей диаметром менее 2 м применимы формулы:
для первого слоя

$$\text{Ип} \frac{d_{\text{из1}}}{d_{\text{ст}}} = 2\pi\lambda_{\text{из1}} \left(\frac{t_{\text{ж}} - t_{1,2}}{q_l} - \frac{1}{\pi d_{\text{вн}}\alpha_1} \right), \quad (1-96)$$

для второго слоя

$$\text{Ип} \frac{d_{\text{из2}}}{d_{\text{из1}}} = 2\pi\lambda_{\text{из2}} \left(\frac{t_{1,2} - t_{\text{воз}}}{q_l} - \frac{1}{\pi d_{\text{из2}}\alpha_2} \right), \quad (1-97)$$

где $t_{1,2}$ — температура изоляции на границе между двумя слоями, °С.

28. Разрабатывают систему контроля и автоматического регулирования технологического процесса в теплообменнике.

29. Подбирают контрольно-измерительные приборы и элементы автоматики, запорные и регулирующие устройства, предохранительные клапаны, питатели, сепараторы, конденсатоотводчики, питающие и сливные емкости и другое вспомогательное оборудование.

30. Проектируют и подбирают лестницы и площадки для обслуживания, ограждения, подъемно-транспортные устройства, специальные средства для безопасной техники обслуживания и противопожарное оборудование.

31. В случае необходимости проектируют местное освещение и кондиционирование воздуха.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Перечислите исходные условия для рационального проектирования теплообменника.

2. Назовите факторы, определяющие снижение веса теплообменника.

3. Чем определяется оптимальное число аппаратов непрерывного действия для заданного процесса?

4. Что такое «время оптимального пробега аппарата непрерывного действия» и от чего оно зависит?

5. Назовите основные достоинства и недостатки таких теплоносителей, как горячая вода, водяной пар, дымовые газы.

6. Изложите способы улучшения теплообмена и методы повышения прочности теплообменников с рубашечным обогревом.

7. Перечислите конструктивные формы трубчатых теплообменников.

8. Какие кожухотрубчатые теплообменники не нуждаются в специальных компенсационных устройствах?

9. Для чего и какими методами увеличивают скорость в межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника.

10. Назовите достоинства и недостатки секционных (элементных) теплообменников.

11. Перечислите конструктивные формы пластинчатых теплообменников, области их применения, достоинства и недостатки.

12. Нарисуйте принципиальную схему пластинчатого ребристого теплообменника. Когда их применяют?

13. По каким характеристикам сравнивают конструкции теплообменников?

14. Основные положения при выборе типа аппарата.

15. В чем отличие абсолютного, относительного и перспективно-го технических уровней изделий?

16. Назовите основные показатели долговечности и надежности оборудования.

17. Значение технической эстетики и эргономики в конструировании теплообменных аппаратов.

18. Чем определяется цена изготовления и монтажа теплообменника?

19. Напишите формулу к.п.д. теплообменника; чем он определяется?

20. Выразите к.п.д. теплообменника через величину недогрева и максимального температурного напора. Покажите эти величины на графике температур.

21. Выразите к.п.д. теплообменника через коэффициент теплопередачи, поверхность нагрева и водяной эквивалент.

22. Что такое теплогидродинамическое совершенство аппарата и какой формулой оно выражается?

23. Перечислите известные вам пути интенсификации теплообмена в теплоиспользующих аппаратах.

24. Напишите уравнение эксергии для системы или потока теплоносителя в теплообменнике.

25. Напишите уравнение теплового баланса для конденсатора, паропреобразователя, водовоздушного калорифера.

26. Какая конструкция теплообменника целесообразна для паровоздушного калорифера, для водоводяного подогревателя, для газовоздушного подогревателя?

27. Когда применяют теплообменники с плавающей камерой, секционные, спиральные, прокатно-сварные?

28. Когда нежелательно применять противоточные теплообменники?

29. В каких случаях для простоты расчета среднюю разность температур между теплоносителями можно определять как полусумму начальных и конечных перепадов температур теплоносителей?

30. В каких случаях при расчете трубчатой поверхности теплообмена применима формула коэффициента теплопередачи для плоской стенки?

31. Какими правилами руководствуются при выборе пространства для тока теплоносителей в теплообменнике?

32. Когда целесообразно применение многоходовых теплообменников?

33. В каких случаях и какие по способу установки перегородки применяют в межтрубном пространстве? Как определить скорость теплоносителя в межтрубном пространстве при наличии перегородок?

34. Когда и каким образом учитывают сопротивление самотяги при расчете аппарата?

35. Методика расчета тепловой изоляции.

ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ОБОГРЕВОМ

Электрический обогрев применяют во всех отраслях промышленности. Бурно растущая энергетика СССР создает предпосылки для быстрого и крайне необходимого народному хозяйству увеличения электротермических установок и производств. Дело в том, что электронагревательные установки и электрические печи отличаются целым рядом преимуществ перед теплоиспользующими установками других видов:

- 1) быстрота включения и доведения до номинальной мощности;
- 2) возможность концентрации большой мощности в малом объеме и достижения высоких температур;
- 3) простота регулирования температурного режима при высокой степени равномерности нагрева;
- 4) возможность герметизации рабочей зоны, а следовательно, создание в ней вакуума, давления или защитной атмосферы;
- 5) удобство механизации и автоматизации работы;
- 6) улучшение условий труда;
- 7) компактность электрических нагревателей.

Экономическая сторона выбора теплоносителя — электроэнергия или другого источника тепла — определяется сравнением расхода топлива для получения тепла, переданного потребителю. При этом следует иметь в виду, что при электрическом обогреве удельный расход топлива B на единицу продукции определяют по формуле

$$B = \frac{860 \Delta}{\eta_y \eta_{\Sigma} \cdot 7000}, \text{ кгт}, \quad (2-1)$$

где Δ — теоретический удельный расход электроэнергии на единицу продукции, $\text{квт} \cdot \text{ч}$; η_y — суммарный к.п.д. электротермической установки (составляет обычно около 50%); η_{Σ} — к.п.д. тепловой электростанции (можно принимать равным 25—35%); 7000 — теплота сгорания условного топлива, ккал/кг .

Кроме применения в мощных нагревательных и плавильных печах, электрический нагрев нашел применение

для производства пара в электрокотлах, для нагревания воды и воздуха в электронагревателях и calorifерах, для получения пресной воды в выпарных аппаратах, опреснителях и дистилляторах, для обезвоживания материалов в сушильных установках, для обогрева помещений в зданиях и на транспорте, для варки пива и др.

2-1. СПОСОБЫ ЭЛЕКТРОНАГРЕВА

Электрическая энергия может быть превращена в тепловую одним из следующих четырех способов:

- 1) в электронагревателях сопротивления;
- 2) в электродуговых печах;
- 3) в установках индукционного нагрева;
- 4) в печах и установках диэлектрического нагрева.

В установках электронагрева методом сопротивления превращение электрической энергии в тепловую проис-

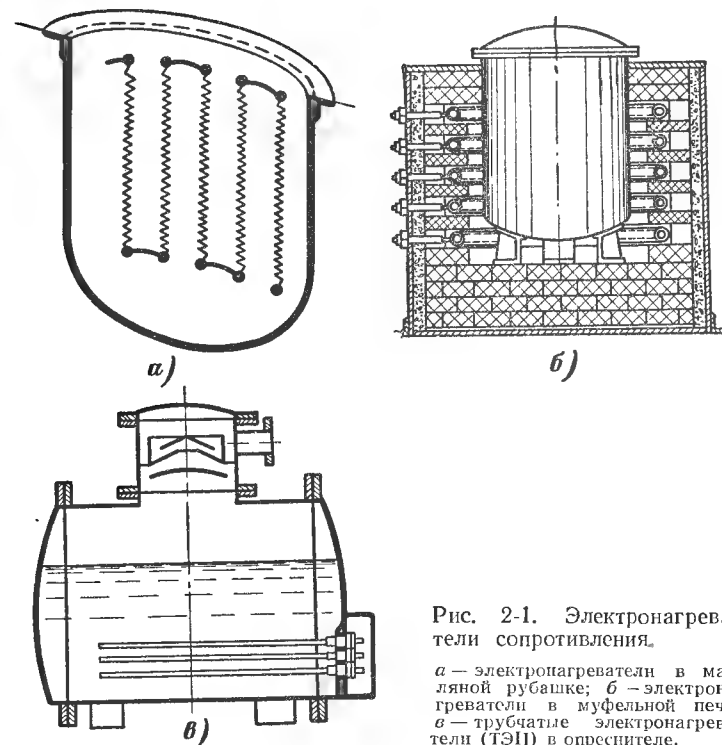


Рис. 2-1. Электронагреватели сопротивления.

a — электронагреватели в масляной рубашке; b — электронагреватели в муфельной печи; c — трубчатые электронагреватели (ТЭН) в опреснителе.

ходит в нагревательных элементах из высокоомных жаростойких материалов (печи сопротивления косвенного действия) или непосредственно в нагреваемой среде — в твердом теле или в электропроводной жидкости — под воздействием протекающего по этой среде электрического тока (установки прямого нагрева).

В дуговых электропечах преобразование электрической энергии в тепловую происходит в электрической дуге. Различают дуговые печи прямого и косвенного действия. В первых дуга горит между электродом и нагреваемым материалом, в печах косвенного действия дуга горит между двумя электродами: тепло, излучаемое столбом дуги, передается нагреваемому материалу.

Принцип действия печей и установок индукционного нагрева основан на выделении тепла в нагреваемом теле индуктированным в нем током.

В печах и установках диэлектрического нагрева выделение тепла в нагреваемом теле происходит под воздействием токов смещения, возникающих в теле при помещении его в быстропеременное электрическое поле. Нагреваемое тело должно быть диэлектриком или полупроводником и служит конденсатором, к обкладкам которого подводится ток частотой 10^6 — 10^9 гц и напряжением 6—10 кв.

Наибольшее распространение в промышленной теплотехнике имеют электрические нагреватели сопротивления и индукционные нагреватели, которым и посвящается настоящая глава.

2-2. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ НАГРЕВАТЕЛИ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Электронагреватели с жидкостной ванной. К наиболее распространенным типам таких аппаратов относится металлический сосуд с рубашкой, наполненной маслом, и размещенными в ней проводниками нагревателя (рис. 2-1, а). К стенке рубашки прикреплены штифты с фарфоровыми изоляторами, на которых укреплены спирали электронагревателя. Вывод проводников наружу выполнен с помощью фарфоровых втулок, вставленных в отверстия, сделанные в рубашке. Для обеспечения равных температурных условий для всех участков нагревателей проводники должны быть полностью погружены в масло или в иную жидкость. Нагревание в жидкостных ваннах отличается мягкостью и

равномерностью процесса повышения температуры обрабатываемого материала. Интенсивность нагрева невелика вследствие малой подвижности теплопередающей жидкости. Предельная температура нагрева в таких аппаратах не превышает 250°C .

Муфельные электропечи. Печная камера выполнена из кирпича; стенки камеры имеют каналы из жаростойкого материала, в которых проложены проводочные или ленточные спирали.

Муфельный электронагревательный котел изображен на рис. 2-1, б. Сосуд с жидкостью установлен в печной камере. Электронагреватели, свернутые в виде спирали, уложены в каналах стенок печной камеры. Нагрев в таких печах осуществляется быстро, причем легко достигаются высокие температуры. Муфельные печи компактны, удобны в обслуживании и нашли поэтому широкое применение в химической промышленности.

Установки с трубчатыми нагревательными элементами (рис. 2-1, в). В отличие от электронагревательных элементов, для которых в качестве электроизоляционных материалов применяют керамику, миканит и слюду, современные трубчатые электрические нагреватели (ТЭН) [Л. 58, 77] представляют собой металлический патрон (рис. 2-2, а) (обычно трубу из меди, латуни, углеродистой стали или аустенитной хромоникелевой стали Х18Н10Т), внутри которого запрессована в наполнителе спираль из нихромовой проволоки. В качестве наполнителя применяют плавленную окись магния (периклаз), окись алюминия (электрокорунд) или кварцевый песок.

Наполнитель служит, с одной стороны, электроизоляцией спирали от металлической трубы, а с другой — проводником тепла.

Трубчатые электронагреватели (ТЭН) изготавливают одно- и двухспиральными (рис. 2-2, в). Спираль выполняется из нихромовой проволоки диаметром 0,2—1,6 мм; их располагают в трубе диаметром 7—19 мм. Между трубой и спиралью засыпают наполнитель в виде порошка одного из указанных выше материалов. Для уплотнения наполнителя трубу подвергают обсадке на меньший диаметр (например, с 14 на 11,8 мм). В готовом виде сечение труб может быть круглым, треугольным или ромбическим (рис. 2-2, д); для радиационного обогрева теплоотдающую поверхность трубы делают

специально уширенной; в газовых и воздушных электронагревателях на трубу насаживают ребра. Освоено также изготовление ТЭН в виде кабелей-нагревателей с монолитной жилой из константана и с магнетитовой изоляцией. Такие кабели закладывают в стены, потолки и полы жилых помещений для обогрева, в покрытия взлетных площадок аэродромов, мостов и дорог для защиты их от обледенения.

ТЭН выгодно отличается от других электрических нагревателей: его патрон практически герметичен, что обеспечивает малую окисляемость электроспирали; плотная набивка наполнителя предохраняет спираль от

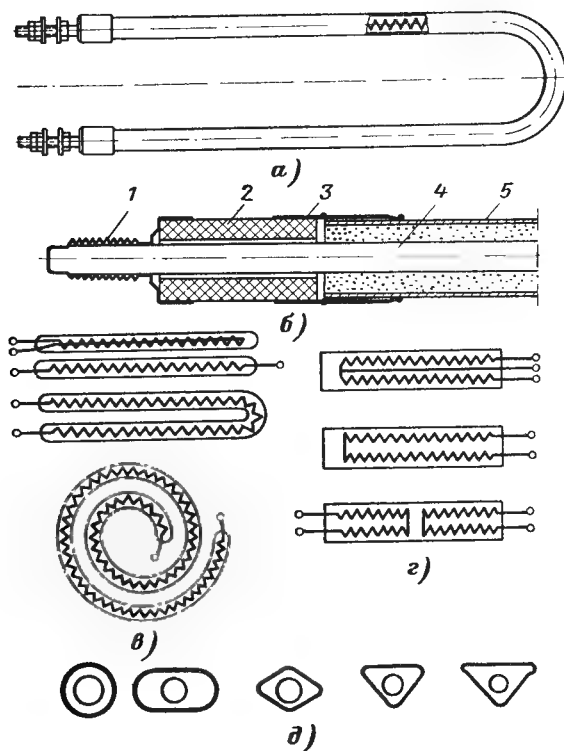


Рис. 2-2. Трубчатый электрический нагревательный элемент.

a — общий вид U-образного нагревательного элемента; *б* — герметический наконечник элемента; *в* — схемы односпиральных элементов; *г* — схемы соединения двухспиральных элементов; *д* — поперечное сечение активной части трубки элемента; 1 — колпачок с резьбой; 2 — фарфоровая втулка; 3 — металлическая втулка; 4 — контактный стержень; 5 — трубка.

разрушений при ударах и вибрациях патрона: большая теплопроводность и жаростойкость наполнителя обеспечивают высокую удельную теплопроизводительность ТЭН в сравнении со спиралью, укладываемыми в слюду, миканит или другие электроизоляционные материалы. Возможность погружения ТЭН в жидкости и в расплавы устраняет потери в окружающую среду и тем самым повышает их к.п.д. Срок службы ТЭН — 5—8 лет и более.

2-3. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОНАГРЕВАТЕЛЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ

По закону Джоуля количество тепла Q , выделяющееся при прохождении тока через проводник, пропорционально сопротивлению проводника и квадрату силы тока:

$$Q = \alpha F \Delta t = 0,860 R I^2, \text{ ккал/ч}, \quad (2-2)$$

где 0,860 — коэффициент пропорциональности; R — сопротивление, Ω ; I — сила тока, A .

Электрическая мощность нагревателя W выражается равенством

$$W = R I^2 = IV, \text{ вт}. \quad (2-3)$$

Расход тепла за τ часов

$$Q = 860 W \tau, \text{ ккал}. \quad (2-4)$$

При заданной тепловой нагрузке Q потребная мощность электронагревателя с учетом потерь $\eta = 0,95$ составит:

$$W = \frac{Q}{0,95 \cdot 860 \tau}, \text{ кВт}. \quad (2-5)$$

При известной температуре проводника t электрическое сопротивление R_t можно найти по формуле

$$R_t = R_0 [1 + \alpha (t - t_0)], \quad (2-6)$$

где R_0 — сопротивление проводника при нормальной температуре t_0 ; α — температурный коэффициент (берется по таблицам).

Сопротивление проводника можно выразить также равенствами:

$$R_t = \rho \frac{l}{S} = \frac{Q}{0,86 I^2}, \text{ }\Omega, \quad (2-7)$$

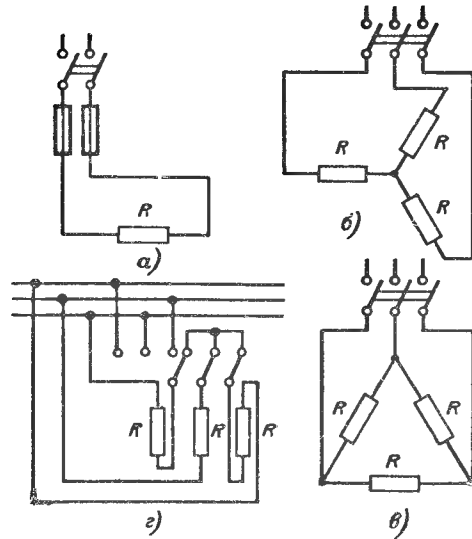


Рис. 2-3. Схемы включения электронагревателей.

а — однофазный нагреватель; *б* — соединение нагревателей звездой; *в* — соединение нагревателей треугольником; *г* — комбинированная схема для переключения нагревателей на звезду или на треугольник.

где ρ — удельное сопротивление, $\text{ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$; l — длина проводника, м ; S — поперечное сечение проводника, мм^2 .

Электронагреватели могут работать на постоянном и на переменном токе (однофазном или трехфазном) при различных напряжениях. Мощность установки можно изменять переключением секций.

Схема включения нагревателя при постоянном или при однофазном токе показана на рис. 2-3, *а*. Для такой схемы при параллельном включении двух нагревателей ток

$$I_{\text{пар}} = \frac{V}{R/2} = \frac{2V}{R}; \quad (2-8)$$

при последовательном включении тех же нагревателей

$$I_{\text{послед}} = \frac{V}{2R}, \quad (2-9)$$

т. е.

$$\frac{I_{\text{послед}}}{I_{\text{пар}}} = \frac{V/2R}{2V/R} = \frac{1}{4}. \quad (2-10)$$

В схемах с трехфазным током проводники могут быть соединены звездой или треугольником (рис. 2-3, *б* и *в*).

При соединении звездой мощность нагревателя выразится уравнением

$$W_{\text{зв}} = 3I_{\phi}V_{\phi}, \quad (2-11)$$

где I_{ϕ} — фазовая сила тока, *а*; V_{ϕ} — фазовое напряжение, *в*.

При соединении треугольником

$$W_{\text{тр}} = 3I_{\phi}V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}}{R} V_{\phi},$$

по так как $V_{\phi} = V_{\text{л}}$ (линейное), то

$$W_{\text{тр}} = 3 \frac{V_{\text{л}}^2}{R}. \quad (2-12)$$

При соединении звездой

$$W_{\text{зв}} = 3I_{\phi}V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}}{R} V_{\phi} = 3 \frac{V_{\phi}^2}{R},$$

причем

$$V_{\phi} = \frac{V_{\text{л}}}{\sqrt{3}},$$

т. е.

$$W_{\text{зв}} = \frac{V_{\text{л}}^2}{R}. \quad (2-13)$$

Из формул (2-12) и (2-13) следует, что отношение мощности нагревателя при соединении его звездой к мощности такого же нагревателя при соединении его треугольником равно:

$$\frac{W_{\text{зв}}}{W_{\text{тр}}} = \frac{1}{3} \text{ или } W_{\text{тр}} = 3W_{\text{зв}}. \quad (2-14)$$

При электронагреве этим соотношением пользуются часто для регулирования воспринимаемой потребителем мощности путем переключения со звезды на треугольник (рис. 2-3, *г*), включения параллельной звездой и др.

Вообще же регулировка температуры в электронагревателях осуществляется:

- а) включением реостатов;
- б) установкой ступенчатых трансформаторов;
- в) включением и выключением тока.

Определение сечения и длины проводников электронагревателя. Конструктивными материалами для электрических нагревателей могут служить тугоплавкие металлы с большим электрическим сопротивлением. Наибольшее распространение получили следующие сплавы (по ГОСТ 9232-59):

Марка	Предельная температура эксплуатации, °С
Нихромы	
X20H80-II	1 100
X20H80T3	1 100
X15H60-II	1 000
Нихромы с алюминием	
XH170Ю	1 200
X15H60Ю3А	1 200
Железохромоникелевый	
X25H120	1 000
Железохромоналюминиевые	
0Х27Ю5А	1 300
0Х23Ю5А	1 200
X13Ю4	800

Для передачи необходимого количества тепла электронагреватель должен иметь определенную поверхность, которая должна быть рассчитана при проектировании.

Электрическое сопротивление проводника

$$R = \frac{Q}{0,86 I^2 \tau}, \text{ ом.} \quad (2-15)$$

Сечение S нагревателя с удельным сопротивлением ρ определяется формулой

$$S = \rho \frac{l}{R}, \text{ мм}^2. \quad (2-16)$$

Поверхность нагревателя F_n при его периметре Π можно выразить как

$$F_n = \frac{\Pi l}{1000}, \text{ м}^2, \quad (2-17)$$

откуда

$$\Pi = \frac{F_n \cdot 1000}{l}, \text{ мм.} \quad (2-18)$$

Перемножив соответственно левые и правые части уравнений (2-16) и (2-18), получим:

$$S \Pi = \rho \frac{F_n}{R} 1000, \text{ мм}^3. \quad (2-19)$$

Для проводника круглого сечения с диаметром d رابطه (2-19) примет вид:

$$\frac{\pi d^2}{4} \pi d = \rho \frac{F_n \cdot 1000}{R}.$$

Заменив сопротивление его значением

$$R = \frac{V^2}{1000 W},$$

получим диаметр d проводника для электронагревателя:

$$d = 74 \sqrt[3]{\frac{\rho F_n W}{V^2}}, \text{ мм.} \quad (2-20)$$

Длина проводника l из формулы (2-18):

$$l = \frac{1000 F_n}{\pi d}, \text{ м.} \quad (2-21)$$

Для проводника прямоугольного сечения со сторонами b и $a = nb$ меньшая сторона

$$b = 79,6 \sqrt[3]{\frac{\rho F_n W}{V^2 n (n+1)}}, \text{ мм,} \quad (2-22)$$

большая сторона $a = nb$.

Длина проводника

$$l = \frac{1000 F_n}{2b (n+1)}, \text{ мм.} \quad (2-23)$$

Сопоставляя расход металла на единицу поверхности проводника, можно установить, что масса проводника круглого сечения будет наибольшей, проводника квадратного сечения будет меньше, проводника прямоугольного сечения — еще меньше. Поэтому для экономии металла токонесущие шины часто выполняют из полос прямоугольного сечения. Однако тепловая емкость таких шин невелика. В связи с этим при включении в них

возникают большие токи, вследствие чего плоские шины перегреваются и быстрее перегорают.

Фазовое напряжение V и мощность электронагревателя $W=Q/860t$ можно обычно легко определить. Приняв некоторые допущения, поверхность нагревателя можно найти из расчета теплопередачи электронагревателями.

Количество тепла, выделяемого электронагревателем в единицу времени, остается практически постоянным на протяжении всего процесса. Поэтому разность между температурами нагревателя и промежуточного теплоносителя, а также между температурами теплоносителя и нагреваемого материала также будет постоянной в течение всего процесса, так как вследствие постоянства количества тепла, подводимого в единицу времени по мере повышения температуры материала, повышается и температура нагревателя. Следовательно, при расчете электронагревателя нужно исходить из его температуры, соответствующей конечному моменту нагревания.

Тепло, отдаваемое нагревателем, расходуется на нагревание промежуточного теплоносителя и материала. Для любого момента времени нагрева тепловой баланс можно записать в следующем виде:

$$\alpha_n F_n (t_n - t_{np}) d\tau = G_{np} c_{np} dt_{np} + k F_m (t_{np} - t_m) d\tau. \quad (2-24)$$

Здесь α_n — коэффициент теплоотдачи от нагревателя к промежуточному теплоносителю, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; t_n — температура стенки нагревателя, $^{\circ}\text{C}$; t_{np} — температура промежуточного теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$; G_{np} ; c_{np} — вес (кг) и теплоемкость ($\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$) промежуточного теплоносителя; k — коэффициент теплопередачи от теплоносителя к материалу¹, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; F_m — поверхность нагреваемого материала, м^2 ; t_m — начальная температура нагреваемого материала.

Полагая, как указано выше, разности температур постоянными и интегрируя уравнение (2-24) в пределах от $t_{np}^{\text{нач}}$ до $t_{np}^{\text{кон}}$ и по времени от 0 до τ , получаем:

$$\alpha_n F_n (t_n - t_{np}) \tau = G_{np} c_{np} (t_{np}^{\text{кон}} - t_{np}^{\text{нач}}) + k F_m (t_{np} - t_m) \tau,$$

¹ В свою очередь теплопереход от промежуточного теплоносителя к материалу может быть сложным, например через стенку.

откуда

$$F_n = \frac{k F_m (t_{np} - t_m) + \frac{G_{np} c_{np}}{\tau} (t_{np}^{\text{кон}} - t_{np}^{\text{нач}})}{\alpha_n (t_n - t_{np})}. \quad (2-25)$$

Формулу (2-25) можно применять для расчета поверхности электронагревателя.

Определение температуры поверхности электронагревателя и времени нагрева материала. Рассмотрим три режима работы электронагревателя:

1) *Стационарный режим.* Электронагреватель непосредственно соприкасается с материалом (средой), температуры их не изменяются: $t_n = \text{const}$, $t_m = \text{const}$.

В этом случае все тепло нагревателя передается окружающей среде — материалу. При принятых ранее обозначениях справедливо равенство

$$Q = 0,86 I^2 R = \alpha_n F_n (t_n - t_m). \quad (2-26)$$

Температура нагревателя определится как

$$t_n = t_m + \frac{0,86 I^2 R}{\alpha_n F_n}.$$

Произведя замену из равенств $F_n = \pi d l$ и $R = \frac{\rho l}{S} \cdot 10^6$ и разив d в миллиметрах, получим

$$t_n = t_m + 350 \frac{I^2 \rho}{\alpha_n d^3}. \quad (2-27)$$

2) *Нестационарный режим.* В процессе разогрева электронагревателя температура материала (среды) остается постоянной ($t_m = \text{const}$, $t_n = \text{var}$), что часто наблюдается на практике, например, при обогреве большого помещения. Тепло нагревателя расходуется на нагрев самого проводника и в окружающую его среду. Тепловой баланс выразится уравнением

$$dQ = 0,86 I^2 R d\tau = G_n c_n dt_n + \alpha_n F_n (t_n - t_m) d\tau. \quad (2-28)$$

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\int d\tau = \int \frac{G_n c_n}{0,86 I^2 R - \alpha_n F_n (t_n - t_m)} dt_n,$$

откуда

$$\tau + C = G_H c_H \ln [0,86 I^2 R - \alpha_H F_H (t_H - t_M)] \left(-\frac{i}{\alpha_H F_H} \right).$$

Перед началом процесса, когда $\tau=0$ и $t_H=t_M$, и, следовательно,

$$C = -\frac{G_H c_H \ln 0,86 I^2 R}{\alpha_H F_H}.$$

Тогда

$$\tau = \frac{G_H c_H}{\alpha_H F_H} \ln \left[1 - \frac{\alpha_H F_H}{0,86 I^2 R} (t_H - t_M) \right],$$

или

$$e^{-\frac{\alpha_H F_H \tau}{G_H c_H}} = 1 - \frac{\alpha_H F_H}{0,86 I^2 R} (t_H - t_M),$$

т. е.

$$t_H = t_M + \frac{0,86 I^2 R}{\alpha_H F_H} \left(1 - e^{-\frac{\alpha_H F_H \tau}{G_H c_H}} \right).$$

Значение члена $e^{-\frac{\alpha_H F_H \tau}{G_H c_H}}$ исчезающе мало в сравнении с единицей, и поэтому им можно пренебречь. Тогда для t_H получим в окончательном виде выражение

$$t_H = t_M + \frac{0,86 I^2 R}{\alpha_H F_H}. \quad (2-29)$$

3) *Нагреватель установлен в небольшом объеме.* Температура материала (среды) переменна ($t_H = \text{const}$, $t_M = \text{var}$). Тепло, выделяемое нагревателем, идет на изменение теплосодержания материала и на потери в окружающую среду. Если теплоемкость нагревателя мала по сравнению с теплоемкостью материала, то уравнение теплового баланса за время $d\tau$ будет выражено как

$$0,86 I^2 R d\tau = G_M c_M dt_M + k F_2 (t_M - t_2) d\tau,$$

или

$$G_M c_M dt_M = [0,86 I^2 R - k F_2 (t_M - t_2)] d\tau, \quad (2-30)$$

где, кроме принятых ранее обозначений, введены:

G_M ; c_M — вес (кг) и теплоемкость ($\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$) материала; k — коэффициент теплопередачи от нагреваемого материала в окружающую среду через поверхность F_2 , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; F_2 — поверх-

ность соприкосновения материала с окружающей средой, м^2 ; t_2 — температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

Для алгебраических упрощений введем обозначения:

$$A = \frac{0,86 I^2 R}{G_M c_M} \text{ и } B = \frac{k F_2}{G_M c_M}.$$

Тогда уравнение (2-30) можно переписать в виде

$$dt_M = [A - B(t_M - t_2)] d\tau. \quad (2-30a)$$

Разделим переменные и проинтегрируем:

$$\int \frac{dt_M}{A - B(t_M - t_2)} = \int -\frac{1}{B} \frac{d[A - B(t_M - t_2)]}{A - B(t_M - t_2)} = \int d\tau \quad (2-30б)$$

или

$$-\frac{1}{B} \ln [A - B(t_M - t_2)] = \tau + C. \quad (2-30в)$$

Перед началом процесса, когда $\tau=0$, $t_M=t_2$ и $C = -\frac{1}{B} \ln A$,

$$-\frac{1}{B} \ln [A - B(t_M - t_2)] + \frac{1}{B} \ln A = \tau, \quad (2-30г)$$

или

$$\ln [A - B(t_M - t_2)] - \ln A = -B\tau, \quad (2-30д)$$

откуда

$$1 - \frac{B}{A} (t_M - t_2) = e^{-B\tau} \quad (2-30е)$$

и

$$t_M - t_2 = \frac{A}{B} (1 - e^{-B\tau}) = \frac{0,86 I^2 R}{k F_2} \left(1 - e^{-\frac{k F_2 \tau}{G_M c_M}} \right). \quad (2-31)$$

Время, необходимое для нагревания материала до температуры t_M , определится из уравнения (2-30 е):

$$\tau = -\frac{G_H c_H}{k F_2} \ln \left[1 - \frac{k F_2}{0,86 I^2 R} (t_M - t_2) \right], \text{ ч.} \quad (2-32)$$

При стационарном тепловом режиме, когда $\tau \rightarrow \infty$ и $e^{-B\tau} = 0$, имеем:

$$t_M - t_2 = 0,86 \frac{I^2 R}{k F_2}. \quad (2-33)$$

Рекомендуемые и предельно допустимые удельные мощности
трубчатых электронагревателей для различных условий работы¹

Характер работы ТЭН	Материал трубки	Наполнитель	Рекомендуемая удельная мощ- ность σ , $\text{вт}/\text{см}^2$	Предельно допус- тимая удельная мощность, $\text{вт}/\text{см}^2$
Нагрев в спо- койной воздушной среде	Сталь 10, латунь Л 62	Кварцевый пе- сок	1	1,8
	То же	Периклаз	1,5	2,3
	Сталь X18H9T	То же	3	5
Нагрев в движу- щемся воздушном потоке со ско- ростью 6 м/сек и выше (электрока- лориферы)	То же	Кварцевый пе- сок	3	5
		Периклаз	4	6
Плавление пара- фина (рекомен- дуется залить ТЭН в силициновые ци- линдры)	Сталь 10	Кварцевый пе- сок или пери- клаз	1,5	2,5
Нагрев нефти и смазочных масел	Сталь 10, сталь МСт.3, X18H9T	То же	2,5	3
Нагрев расти- тельных масел	Сталь X18H9T	То же	2	3
Плавление лег- коплавких мягких металлов	Сталь 10	Периклаз	3	6
Нагрев селитры и солей	Сталь X18H9T	То же	3	4
Сушка поверх- ностей радиацион- ным излучением с использованием отражателей	Сталь X18H9T	То же	3	4,5

Проведенные выше расчеты электрических нагревателей сопротивления сложны и в ряде случаев дают результаты, существенно отличающиеся от величин в действительных процессах. Это различие неизбежно, так как в расчетах не учитываются условия технологии изготовления нагревательных устройств, плотность запрессовки спиралей, коррозия, обдувание и др.

Наиболее распространенные в настоящее время в технологических аппаратах трубчатые электрические нагреватели — ТЭН — рассчитываются на основе экспериментальных данных по удельной электрической мощности [Л. 58].

2.4. ВЫБОР ТРУБЧАТЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ НАГРЕВАТЕЛЕЙ (ТЭН) ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

В СССР трубчатые электрические нагреватели выпускают сериями на ряде заводов: на московских заводах стройматериалов и торгового оборудования, Ленинградском заводе полиграфических машин, заводе «Миасс-электроаппарат» и др.

Трубчатые нагреватели подбираются на основании рекомендуемой и предельно допустимой мощности, определяемой как отношение электрической мощности ТЭН W к его теплопередающей поверхности F_n :

$$\sigma = \frac{W}{F_n}, \text{ вт}/\text{см}^2. \quad (2-34)$$

Для определения предельно допустимых мощностей ТЭН необходимо принимать во внимание следующие факторы: а) условия работы электронагревателя; б) допустимые температуры нагрева поверхности трубы электронагревателя; в) допустимые температуры нагрева электроизоляционного наполнителя внутри трубы нагревателя; г) температуру нагрева спирали внутри нагревателя.

При подборе ТЭН рекомендуется руководствоваться данными табл. 2-1.

В отдельных случаях значения рекомендуемой и предельно допустимой удельной мощности не зависят от материалов труб и наполнителя, но ограничиваются свойствами нагреваемого вещества, недопустимостью его перегрева у поверхности ТЭН, его малой теплопроводностью (нагрев нефти, масел, парафина и грунта); в

Продолжение табл. 2-1

Характер работы ТЭН	Материал трубки	Наполнитель	Рекомендуемая удельная мощ- ность σ , $\text{вт}/\text{см}^2$	Предельно допус- тимая удельная мощность, $\text{вт}/\text{см}^2$
Сушка поверх- ностей на откры- тых площадках с повышенными теп- ловыми потерями	Сталь Х18Н9Т	То же	5	7
Прогрев мерзло- го грунта	Сталь 10	Кварцевый пе- сок	1	2
Нагрев, кипение и испарение воды	Сталь МСт.3, Латунь Л 62, Сталь Х18Н9Т	То же	6	10
	То же	Периклаз	8	15
Нагрев пресс- форм (ТЭН залив в металлическую плиту)	Сталь 10	Кварцевый пе- сок	2	3

¹ Таблица заимствована из брошюры А. Д. Свенчанского и С. А. Малышева «Низкотемпературные нагревательные элементы», МЭИ, 1964.

других случаях применение периклаза и стали Х18Н9Т позволяет повысить эти значения. Предельно допустимые значения удельной мощности для трубчатого электронагревателя могут быть оправданы только для случаев кратковременной его работы — в течение нескольких десятков часов. Как правило, следует пользоваться рекомендуемыми значениями удельной мощности нагревателя. При проектировании электронагревательных установок для многолетней работы и установок особой надежности следует уменьшать вдвое рекомендуемые значения удельной мощности.

Подбор ТЭН для электронагревательных установок производят в следующем порядке. По необходимому полезному теплу и тепловым потерям определяют потреб-

ное количество тепла от нагревателя:

$$Q_{\text{полн}} = G_m c_m (t_m'' - t_m') + Q_5, \text{ ккал}, \quad (2-35)$$

где Q_5 — потери в окружающую среду.

По заданному времени процесса и по тепловой нагрузке определяют полную мощность нагревателя

$$P_{\text{полн}} = \frac{Q_{\text{полн}}}{0,86T}, \text{ вт}. \quad (2-36)$$

В полное тепло для нагрева могут входить составляющие, учитывающие скрытую теплоту плавления или парообразования или тепло химической реакции. Расчет тепловых потерь (Q_5) следует производить по рекомендациям из курса «Теплопередача». В случае погружения электронагревателя в нагреваемый материал его к. п. д. равен единице.

Выбрав по табл. 2-1 значение удельной мощности σ , $\text{вт}/\text{см}^2$, для проектируемого аппарата, можно определить активную поверхность нагревателя и его активную длину:

$$F_{\text{акт}} = \frac{P_{\text{полн}}}{\sigma}, \text{ см}^2, \quad (2-37)$$

$$L_{\text{акт}} = \frac{F_{\text{акт}}}{\Pi} = \frac{P_{\text{полн}}}{\sigma \cdot \Pi} \cdot 10^{-2}, \text{ м}, \quad (2-38)$$

где Π — периметр трубы нагревателя, см.

Отечественные заводы выпускают ТЭН различной длины, различной формы и различной удельной мощности. На основе расчета по заводским каталогам можно подобрать тип электронагревателя. В табл. 2-2 и 2-3 приведены некоторые нормализованные типы трубчатых электронагревателей, выпускаемых заводами СССР.

Заводы выпускают трубчатые электронагреватели длиной от 200 до 6000 мм, наружным диаметром 9—10 мм, с наполнителем — кварцевым песком; периклазом или электрокорундом; материал труб: сталь 10, латунь Л 62, медь М 3 или сталь Х18Н9Т.

Пример. Для воздушного электрокалорифера производительностью $V=20 \text{ м}^3/\text{ч}$ с температурами воздуха $t_2=10^\circ\text{C}$ и $t_2'=150^\circ\text{C}$ подобрать трубчатые электронагреватели (ТЭН). Скорость воздуха возле ТЭН $w=3 \text{ м}/\text{сек}$.

Весовая производительность электрокалорифера $G=V\gamma=20 \cdot 1,293=25,8 \text{ кг}/\text{ч}$.

Таблица 2-2

Трубчатые электрические нагреватели,
выпускаемые заводом «Маяссэлектроаппарат»

Тип ТЭН	Длина, мм		Номинальная предельная мощность для среды, вт				
	полная	активная	Неподвиж- ный воз- дух	Подвиж- ный воз- дух	Масло	Металл	Вода
ЭТ-20	200	150	90	250	125	180	550
ЭТ-25	250	200	110	300	150	225	700
ЭТ-32	320	260	150	400	200	300	900
ЭТ-44	440	380	210	575	300	430	1300
ЭТ-60	600	540	300	800	400	600	1850
ЭТ-800	800	740	420	1100	550	850	2500
ЭТ-100	1000	940	530	1400	700	1050	3100
ЭТ-120	1200	1140	650	1700	850	1300	3850
ЭТ-160	1600	1540	820	2200	1100	1650	5000
Удельная мощ- ность нагревате- лей, вт/см ²			1,5	4	2	3	9

Полезное тепло на нагрев воздуха составит:

$$P = \frac{Q}{0,86} = \frac{Gc(t_2'' - t_2')}{0,86} =$$

$$= \frac{25,8 \cdot 0,242(150 - 10)}{0,86} = 1020 \text{ вт} = 1,02 \text{ кВт}.$$

Оценим потери тепла электрокалорифером в окружающую среду в 50% от тепла, воспринимаемого воздухом (в конкретных условиях эти потери следует определять точно). Тогда полная мощность электронагревателя составит:

$$P_{\text{полн}} = 1,5 \cdot 1,02 \approx 1,5 \text{ кВт}.$$

С учетом скорости воздуха выбираем по табл. 2-1 рекомендуемую удельную мощность $\sigma = 2 \text{ вт/см}^2$, откуда согласно формулам (2-37) и (2-38) $F_{\text{акт}} = \frac{1,5 \cdot 10^3}{2,0} = 750 \text{ см}^2$.

При диаметре трубки нагревателя $d = 10 \text{ мм}$

$$L_{\text{акт}} = \frac{750}{3,14 \cdot 1} = 240 \text{ см}.$$

Следовательно, по табл. 2-2 для электрокалорифера можно принять или два нагревателя ЭТ-120, или три нагревателя ЭТ-80, или восемь нагревателей ЭТ-32 и т. д., причем по удельной мощности подойдут нагреватели из графы «масло».

Таблица 2-3

Трубчатые электронагреватели завода «Главмоспромстройматериалы»

Назначение ТЭН	Тип ТЭН	Материал трубы	Длина, м	Мощность, кВт
Для нагрева воды	НВ	Сталь 10	1,3	2,0
			1,6	2,5
			1,8	3,0
			2,1	3,5
			2,3	4,0
			2,6	5,0
Для нагрева воды, водных растворов и слабых щелочей	НВГ	Двойная оболочка из стали 10	0,375	0,25
			0,5	0,5
			0,7	1,0
			1,0	1,5
			1,25	2,0
			1,5	2,5
			1,75	3,0
			2,0	3,5
			2,25	4,0
Для нагрева масел	НММ	Сталь 10	0,65	0,5
			1,0	1,0
			1,5	1,5
			1,75	2,0
			2,25	2,5
			2,5	3,0
Для нагрева воздуха	НВП	То же	3,0	3,5
			12	10
			25	15
			37	20
			49	30
Для нагрева и плавления слитков и других солей при температурах до 550°С	НСЖ	Двойная оболочка, наружная из стали X18H97	55	40
			2,0	1,5
			2,2	1,75
			2,5	2,0
			3,5	3,0
			4,0	4,0
			4,5	5,0
			5,0	6,0
			5,5	7,0
			6,0	8,0

Использование в промышленности индукционных нагревателей как источников тепловой энергии началось в 30-х годах. В настоящее время индукционный нагрев на основе токов высокой и промышленной частоты нашел широкое применение в технологических процессах: нагревание агрессивных жидкостей, выпаривание, сушка, закалка, плавка металлов, пайка и др.

Преимущества индукционного нагрева по сравнению с другими методами электрического нагрева заключаются в следующем: 1) возможность прямого нагрева проводниковых материалов, при этом значительно более интенсивного, чем при нагреве в печах или в устройствах косвенного нагрева, где среда нагревается только через поверхность контакта; 2) бесконтактный нагрев, что упрощает конструкцию нагревателей и позволяет применять этот метод в условиях автоматизированного поточного производства с применением вакуума и защитных средств; 3) повышение производительности труда и улучшение санитарно-гигиенических условий производства.

Сущность явления электромагнитной индукции состоит в том, что переменное магнитное поле в спиральной катушке-индукторе возбуждает переменное магнитное поле в нагреваемом теле-проводнике, помещенном в эту катушку или вблизи нее. При этом в проводнике индуцируется электродвижущая сила (э. д. с.), вызывающая появление электрического тока. Тепловая энергия, выделяемая этим током, нагревает проводник.

Установка для индукционного нагрева состоит обычно из следующих основных элементов: 1) генератора высокой частоты (лампового или машинного); 2) индуктора, представляющего собой спиральную катушку (соленоид) или провод, соответствующий форме нагреваемого тела; 3) конденсаторной батареи, компенсирующей низкий коэффициент мощности индуктора. Часто в установках для поверхностного нагрева, например для закалки стали, индуктор подключают к генератору через понижительный трансформатор (рис. 2-4, а). Нагреватели с многovitковым индуктором подключают обычно к генератору без трансформатора (рис. 2-4, б).

Количество тепла Q , выделяющегося в нагреваемом теле, определяется по уравнению [Л.32];

$$Q = 0,86 C I^2 R, \text{ ккал/ч,} \quad (2-39)$$

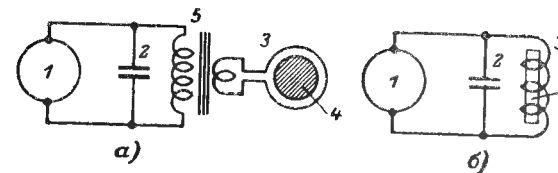


Рис. 2-4. Принципиальные схемы установок для индукционного нагрева.

а — с понижающим трансформатором; б — без понижающего трансформатора; 1 — генератор; 2 — конденсаторная батарея; 3 — индуктор; 4 — нагреваемое тело; 5 — понижающий трансформатор.

где I — ток, а; R — сопротивление проводника (например, стенок аппарата, по которым проходит индукционный ток), см; C — поправочный коэффициент, учитывающий рассеиваемость магнитного поля в пространстве между нагреваемым телом и соленоидом:

$$C = \left(\frac{D_1^3}{D_2} \right)^2 \epsilon; \quad (2-40)$$

D_1 — диаметр нагреваемого тела; D_2 — диаметр витков соленоида; ϵ — постоянная, характеризующая удаленность витков от поверхности нагреваемого тела, принимаемая равной 1—1,3.

К. п. д. нагревателя повышается с уменьшением зазора между нагреваемым материалом и соленоидом. Глубина проникновения вторичного тока в нагреваемый материал определяется по уравнению

$$\delta = 50,3 \sqrt{\frac{\rho}{\mu f}}, \text{ см,} \quad (2-41)$$

где ρ — удельное сопротивление материала, ом·мм²/м; μ — магнитная проницаемость материала, ом·сек/см; f — частота тока, гц.

Из уравнения (2-41) видно, что глубина проникновения тока уменьшается с повышением частоты тока, а при повышении частоты увеличивается энергия, выделяемая в том же объеме, т. е. увеличивается ее концентрация. Для индукционного нагрева технологических аппаратов (в химической и других отраслях промышленности) применяют обычно переменный ток промышленной частоты

в 50 гц. Высокочастотный индукционный нагрев применяют для сушки материалов, плавки и закалки металлов.

Глубина проникновения тока в медь и сталь составляет:

Частота тока f , гц	Глубина проникновения тока δ , см	
	в медь при 15 °С	в сталь 45 при 15 °С
50	1,0	0,5
500	0,3	0,14
2500	0,13	0,067
10^3	0,07	0,034
10^5	0,022	0,011
10^6	0,007	0,0034

Кроме тепла, образующегося под воздействием вторичного тока, при индукционном нагреве дополнительно выделяется тепло под воздействием магнитного гистерезиса и вихревых токов, образуемых переменным магнитным полем.

Количество тепла Q_2 , выделяющееся под воздействием гистерезиса, можно определить по уравнению

$$Q_2 = 0,86 \cdot 10^{-7} k f V_{об} B^{1,6}, \text{ ккал/ч}, \quad (2-42)$$

где $V_{об}$ — объем металла аппарата (или другого проводника), охватываемый магнитным полем, см^3 ; B — магнитная индукция, гс ($1 \text{ гс} = 10^{-8} \text{ вб/см}^2$); f — частота тока, гц; k — постоянная гистерезиса, зависящая от свойств проводника; для стали $k = 0,003$, для чугуна — 0,018.

Объем металла, охватываемый магнитным полем, определяется по уравнению

$$V_{об} = 3,14 (D_1 \delta + \delta^2) L, \text{ см}^3,$$

где D_1 — внутренний диаметр аппарата, см; δ — глубина проникновения тока, см; L — активная длина соленоида, см.

Магнитная индукция B может быть найдена по формуле

$$B = \mu \frac{In}{L} 10^{-8}, \text{ гс}, \quad (2-43)$$

где μ — магнитная проницаемость, $\text{ом} \cdot \text{сек/см}$; I — ток, проходящий в витках соленоида, а; n — число витков соленоида; L — осевая длина соленоида, см.

Количество тепла Q_3 , выделяющееся под воздействием вихревых токов, определяется по уравнению

$$Q_3 = 0,86 a f^2 V_{об} I^2 R, \text{ ккал/ч}, \quad (2-44)$$

где a — постоянная вихревого тока, зависящая от свойств металла; принимается обычно равной 0,001.

Общее количество тепла Q , выделяющееся при индукционном нагреве аппарата, составляет:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3. \quad (2-45)$$

При использовании тока промышленной частоты тепло, выделяющееся под воздействием гистерезиса Q_2 и вихревых токов Q_3 , составляет незначительную долю от тепла индукционного тока и в приближенных расчетах может не учитываться. Более подробно расчет индукционных нагревателей описывается в специальной литературе [Л. 2, 3].

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Перечислите преимущества электронагрева перед другими способами подвода тепла.
2. Назовите основные способы нагрева с помощью электроэнергии.
3. Объясните принципы методов электронагрева с помощью нагревателей сопротивления; перечислите достоинства ТЭН.
4. Охарактеризуйте технологию изготовления ТЭН, формы их сечения, схемы включения и методику выбора.
5. Принцип определения электрической мощности нагревателя сопротивления.
6. Как определить сечение, длину и поверхность теплообмена электронагревателя сопротивления?
7. Напишите уравнение теплового баланса для электронагревателя при стационарном и нестационарном режимах.
8. Перечислите основные достоинства индукционного нагрева для технологических процессов.
9. Изложите сущность и изобразите принципиальную схему индукционного нагрева.
10. Напишите основные уравнения теплового расчета при индукционном нагреве.

Глава третья

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Выбор схемы выпарной установки и конструкции аппарата для сгущения растворов определяется, главным образом, свойствами этих растворов: плотностью, вяз-

костью, температурой кипения, поверхностным натяжением, коэффициентом растворимости, физико-химической температурной депрессией, склонностью к вспениванию и кристаллизации. Химическая активность раствора определяет выбор материала, из которого должны изготавливаться детали и узлы аппарата.

Проектирование оптимальной для заданных условий выпарной установки предполагает максимальное удовлетворение по крайней мере трем условиям:

1) соответствии схемы установки и конструкции аппарата технологическим требованиям, т. е. упаренный раствор должен отвечать заданному качеству, потери в процессе производства должны быть минимальными, а параметры греющего и вторичного теплоносителей должны соответствовать расчетным;

2) технологичности изготовления аппарата и удобства в обслуживании всей установки: простоте изготовления и монтажа, надежности в работе, удобству очистки, ремонта и замены деталей и узлов;

3) оптимальным технико-экономическим показателям: компактности, невысокой стоимости 1 м^2 поверхности нагрева, высокому коэффициенту теплопередачи, минимальным амортизационным расходам и затратам энергии на выпаривание раствора.

Невозможно спроектировать выпарной аппарат и всю установку, одновременно удовлетворяющие всем перечисленным условиям. Чаще всего достижение одного высокого показателя возможно за счет снижения другого. Например, компактность и удельная теплопроизводительность аппарата всегда находятся в противоречии с гидравлическим сопротивлением движения раствора; долговечность и коррозионная стойкость — с дефицитностью и стоимостью конструкционных материалов; простота схемы установки — с параметрами и расходом греющего пара и т. д. В каждом случае проектирования выпарной станции необходимо производить сравнительные технико-экономические расчеты.

3-1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ВЫБОР СХЕМЫ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ

Классификация схем. Техника выпаривания растворов начала свое развитие с установок периодического действия. При таком методе получе-

ния готового продукта раствор, загруженный в аппарат, подогревают до температуры кипения при начальной концентрации и выпаривают до конечной концентрации. Температура кипения раствора при этом возрастает по мере увеличения температурной депрессии. Сгущенный раствор удаляют из аппарата, затем аппарат вновь загружают раствором и процесс повторяют.

Повышение концентрации раствора во времени в пределах одного аппарата, сопровождающееся изменением его физических свойств, влечет за собой снижение интенсивности теплообмена пропорционально снижению коэффициента теплоотдачи со стороны кипящего раствора. Периодичность наполнения аппарата раствором и эвакуации готового продукта, а также изменение физических констант раствора и снижение тепловой производительности аппарата затрудняют эксплуатацию, контроль и регулирование процесса выпаривания. Режимы работы и производительность нескольких аппаратов периодического действия не поддаются согласованию, и поэтому осуществить многоступенчатую выпарную установку с такими выпарными аппаратами очень трудно. Отсутствие возможности использовать вторичный пар для собственных нужд, а также повышенные потери тепла в окружающую среду из-за вынужденных перерывов в работе для заполнения и опорожнения аппарата существенно повышают удельный расход тепла в установках периодического действия по сравнению с его расходом в непрерывно действующих установках. Тем не менее в тех случаях, когда общая производительность по готовому продукту невелика и желательна максимальная простота общей технологической схемы выпарки, до сих пор эксплуатируют и проектируют новые выпарные установки периодического действия. Расчет таких установок приведен в [Л. 39, 42].

На современных крупных предприятиях выпарные процессы ведут в многоступенчатых установках непрерывного действия с использованием вторичного пара каждой ступени в последующих ступенях с более низким давлением или с передачей части вторичного пара некоторых ступеней другим тепловым потребителям.

По технологическим признакам промышленные выпарные установки непрерывного действия можно разделить на несколько групп.

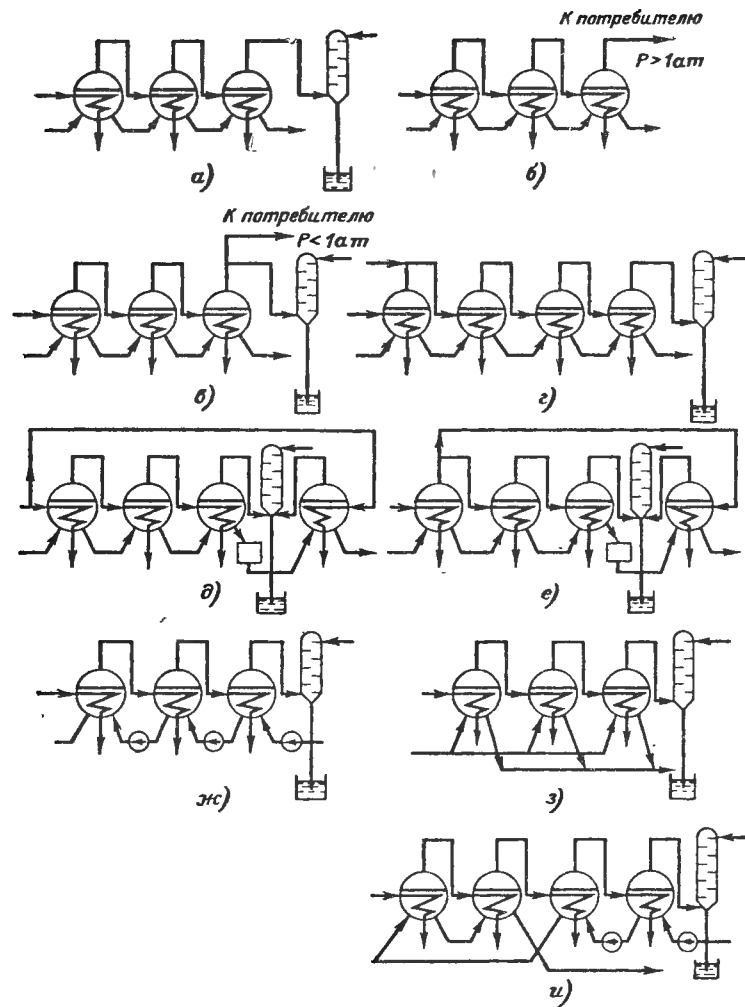


Рис. 3-1. Схемы выпарных установок

а — прямоточная с конденсатором; б — прямоточная с противодавлением; в — с ухудшенным вакуумом; г — с нуль-корпусом; д — двухстадийная с обогревом корпуса второй стадии острым паром; е — двухстадийная с обогревом корпуса второй стадии вторичным паром первой ступени выпарной установки; ж — противоточная; з — с параллельным током; и — со смешанным током.

1. По числу ступеней: выпарные установки могут быть одноступенчатыми и многоступенчатыми; при этом в одной ступени могут быть один, два и более параллельно включенных корпусов выпарной установки.

2. По давлению вторичного пара в последней ступени:

а) выпарные установки с разрежением в последней ступени, близким к разрежению в барометрическом конденсаторе (рис. 3-1, а). При этом достигается возможность иметь большой перепад температур между греющими теплоносителями перед первой ступенью и вторичным паром, поступающим в конденсатор из последней ступени. При заданной тепловой производительности установки повышение перепада температур способствует снижению общей поверхности нагрева, т. е. снижению капитальных затрат на изготовление выпарной установки. Однако в этом случае все тепло пара последней ступени теряется с охлаждающей водой конденсатора. Это наиболее распространенная схема выпарных станций;

б) выпарные установки с повышенным давлением в последней ступени (рис. 3-1, б). Такая схема может быть выбрана в случае, когда вторичный пар последней ступени в расчетном режиме может полностью использоваться в других теплоиспользующих установках;

в) выпарные установки с ухудшенным вакуумом (рис. 3-1, в). По такой схеме установка может работать и на конденсатор (по варианту рис. 3-1, а), и на потребителя низкопотенциального тепла (по варианту рис. 3-1, б) со сбросом излишков пара в барометрический конденсатор с ухудшенным вакуумом.

3. По подводу греющего пара:

а) выпарные установки, в которых греющий пар подается в первую по движению раствора ступень, а вторичный пар используется последовательно во второй и последующих ступенях (рис. 3-1, а);

б) выпарные установки с нуль-корпусом, в которых используется первичный пар двух давлений. Пар с большим давлением обогревает предвключенную ступень установки, называемую нуль-корпусом, а пар с меньшим давлением подается в следующую ступень, получившую название первого корпуса (рис. 3-1, г).

4. По технологии обработки раствора:

а) одностадийные выпарные установки (рис. 3-1, а —

г, ж), в которых раствор проходит при упаривании последовательно все ступени и не отводится для других промежуточных операций обработки;

б) многостадийные выпарные установки (рис. 3-1, д, е), в которых раствор после одной из промежуточных ступеней может быть направлен для дополнительной обработки (например, для осветления, центрифугирования), а затем снова поступает на довыпаривание в следующие ступени. Такая выпарка применяется, например, при сгущении электролитических щелоков. В аппараты второй и последующих ступеней поступает обычно высококонцентрированный раствор с повышенной температурной депрессией. Поэтому греющим теплоносителем во вторых ступенях может быть либо свежий пар, подаваемый на первый корпус, либо вторичный пар из первого корпуса выпарной установки. Вторая и последующие ступени работают обычно по схеме однокорпусной установки непрерывного или периодического действия.

5. По относительному движению греющего пара и выпариваемого раствора:

а) прямоточные выпарные установки для растворов, обладающих высокой температурной депрессией (рис. 3-1, а—е, з);

б) противоточные выпарные установки для растворов с быстро растущей вязкостью при повышении их концентрации (рис. 3-1, ж);

в) выпарные установки с параллельным питанием корпусов выпариваемым раствором при склонности его к кристаллизации (рис. 3-1, з);

г) выпарные установки со смешанным питанием корпусов для растворов с повышенной вязкостью (рис. 3-1, и).

Выбор схемы выпарной установки непрерывного действия. Чтобы правильно спроектировать выпарную установку для заданного раствора, необходимо экономически обоснованно и технологически оптимально выбрать: а) схему подогрева раствора; б) схему питания аппаратов раствором; в) оптимальное число ступеней установки; г) рациональную систему использования вторичного тепла.

а) *Схема подогрева раствора.* Греющий теплоноситель для первой ступени выпарной установки должен иметь такую температуру, чтобы, с одной стороны, обеспечить необходимый перепад температур между тепло-

носителем и раствором в первом корпусе (не менее 8—10°С) и чтобы, с другой стороны, располагаемая разность температур во всей выпарной установке была достаточна для обеспечения полезного перепада температур в каждой ступени плюс сумма всех депрессий, т. е.

$$\Delta t' = \Delta t + \left(\sum_1^n \Delta_1 + \sum_1^n \Delta_2 + \sum_1^n \Delta_3 \right), \quad (3-1)$$

где $\Delta t'$ — располагаемая разность температур во всей установке; $\Delta t' = t_1 - t_k$; Δt — суммарная полезная разность температур в установке; Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 — физико-химическая, гидростатическая и гидравлическая температурные депрессии; t_1 — температура греющего теплоносителя в первой ступени, °С; t_k — температура конденсации пара в конденсаторе (или температура пара, направляемого потребителю из последнего корпуса), °С.

Вместе с тем нельзя без технологической необходимости повышать температуру греющего теплоносителя, имея в виду, что повышение ее достигается или недовыработкой электроэнергии в турбине (если греющим теплоносителем является пар из отбора турбины), или увеличением расхода топлива (если греющий источник поступает из генератора тепла).

Температура раствора перед поступлением его в первую ступень должна быть по возможности близкой к температуре кипения. Для этой цели применяют обычно схему регенеративного подогрева. В прямоточных схемах в первую очередь необходимо использовать вторичный пар и конденсат последней ступени, а затем последовательно подогревать раствор в каскаде подогревателей экстра-паром и конденсатом из ступеней более высокого давления. Окончательный догрев раствора перед вводом его на выпаривание производится обычно в специальном подогревателе свежим паром того же давления, который подается для обогрева первой ступени выпарной установки.

Подогрев раствора первичным паром перед подачей его на выпарку не способствует экономии этого пара и не влияет на величину поверхности нагрева всей выпарной установки, приводя, однако, к уменьшению величины поверхности нагрева выпарных аппаратов за счет некоего увеличения поверхности нагрева подогревате-

лей. Стоимость же единицы веса выпарного аппарата выше при прочих равных условиях стоимости единицы веса теплообменника из-за большого расхода металла на единицу поверхности нагрева и сложности изготовления.

Конденсат из первого корпуса установки следует возвращать на ТЭЦ или в котельную, а из других ступеней — использовать после подогревателей для промывки аппаратов или для других нужд.

В противоточных выпарных установках ступенчатый регенеративный подогрев не применяется, так как слабый раствор поступает на выпаривание в «холодном» конце выпарной установки.

б) *Схема питания аппаратов раствором.* Прямоточная схема подачи раствора в выпарную установку наиболее проста и экономична и получила поэтому наибольшее широкое распространение в промышленности для выпаривания растворов с высокой температурной депрессией.

В особых случаях, когда установка предназначена для обработки растворов с сильно возрастающей вязкостью в процессе выпаривания, можно остановиться на варианте противоточной схемы питания. В такой схеме одновременно с увеличением концентрации и вязкости по ходу раствора от корпуса к корпусу повышается его температура, что вызывает снижение вязкости. Следует, однако, иметь в виду, что в противоточной схеме перед каждой ступенью выпарки устанавливается насос для перекачивания раствора и для поднятия давления.

Схемы с параллельным питанием применяют для упаривания кристаллизующихся растворов, близких к насыщению, в которых при незначительной разнице в концентрациях образуются кристаллы, усложняющие эксплуатацию установки.

Смешанный ток может найти применение в тех же случаях, в каких применяется противоток. Преимуществом смешанного тока перед противотоком является уменьшение количества перекачивающих насосов при сохранении положительных качеств противоточной схемы, заключающихся в уменьшении вязкости раствора.

в) *Оптимальное число ступеней установки.* Как известно, применением выпаривания в многоступенчатой выпарной установке достигается значительная экономия греющего пара. С учетом потерь тепла расход греюще-

го пара D в установке с n ступенями выражается приближенно формулой

$$D = \frac{W}{0,85n}, \quad (3-2)$$

где W — количество выпариваемого растворителя во всех ступенях установки.

Таким образом, увеличение числа ступеней в обратной пропорции снижает расход пара на установку, однако в прямой пропорции увеличивает поверхность нагрева выпарных аппаратов, т. е. капитальные затраты. Обычно бывают трех- или четырехступенчатые выпарные установки.

Разработана методика технико-экономического анализа и определения наимыгоднейшего числа ступеней по эксплуатационным затратам в зависимости от стоимости обслуживания установки, а также расходов на пар, воду и электроэнергию [Л. 42]. Оптимальное число ступеней выпарной установки $n_{\text{опт}}$ приближенно можно определить по формуле

$$n_{\text{опт}} = \left[\frac{k_n (\theta_0 - t_n)}{A \kappa \left[(i_n'' - t_n) - \frac{G_0 c_0}{W} (t_0 - t_n) \right]} \times \left(\frac{B}{0,85} + \frac{C i_n''}{t_{\text{вод}}' - t_{\text{вод}}''} \right) \right]^{0,5}, \quad (3-3)$$

где k_n — коэффициент теплопередачи в последней ступени, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; κ — поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи от корпуса к корпусу; можно принимать $\kappa=1$; θ — температура греющего пара на входе в установку, град ; t_0 и t_n — температура кипения раствора в первой и в последней ступенях, град ; i_n'' — энтальпия пара в последней ступени, $\text{ккал}/\text{кг}$; G_0 и c_0 — начальные вес (кг) и теплотемкость ($\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$) раствора; A — стоимость обслуживания, ремонта и автоматизации 1 м^2 поверхности нагрева, $\text{руб}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; B — стоимость пара, $\text{руб}/\text{кг}$; C — стоимость воды, $\text{руб}/\text{кг}$; E — стоимость электроэнергии в формуле в окончательном виде выпадает за малостью по сравнению с другими членами.

Приведенная формула пригодна для определения наимыгоднейшего числа ступеней только с точки зрения технико-экономических показателей; в ней не учитываются условия работы отдельных аппаратов. В действительности же только в аппаратах с принудительной циркуляцией раствора условия гидродинамики и теплообмена не зависят от полезного перепада температур на ступень, вследствие чего число ступеней можно выбирать на основании одного только технико-экономического расчета. В аппаратах с естественной циркуляцией раствора гидродинамика и теплообмен целиком определяются величиной полезной разности температур. С увеличением числа ступеней полезный перепад температур на каждую ступень уменьшается.

При упаривании слабо кристаллизующихся растворов с небольшой вязкостью (до 2 *спз*) в аппаратах с естественной циркуляцией типа ВН полезный перепад температур на ступень $\Delta t_{\text{пол}}$ должен составить 10—15°С; при увеличении вязкости до 5 *спз* $\Delta t_{\text{пол}}$ должна быть увеличена на 7—9°С. Для интенсивно кристаллизующихся растворов полезная разность температур $\Delta t_{\text{пол}}$ принимается еще больше, и при вязкости в 20 *спз* и более она должна быть равна 28—32°С. В аппаратах с принудительной циркуляцией минимальная полезная разность температур на ступень может быть равной 6—8°С.

Большим препятствием при упаривании вязких растворов может служить повышающаяся с ростом концентрации температурная депрессия. Часто из-за большой ее величины в конце выпаривания приходится ограничивать число ступеней в установке. Чтобы повысить экономичность выпаривания таких растворов, можно спроектировать установку, работающую по двухстадийной схеме (см. рис. 3-1, *д*, *е*). В первой — многоступенчатой стадии выпарки раствор концентрируется не до конца, а окончательная его выпарка осуществляется в одном малопроизводительном корпусе второй стадии. Греющим паром в этом корпусе может быть или пар, подаваемый в первую ступень первой стадии, или вторичный пар первой ступени выпарки. Вторая стадия рассчитывается по известным параметрам раствора и пара как самостоятельная одноступенчатая выпарная установка, работающая на общий с первой ступенью барометрический конденсатор.

г) *Использование вторичного тепла выпарной установки.* Расход тепла на нагрев раствора перед вводом в установку и на его кипение в первом корпусе многоступенчатой выпарной установки сопровождается выделением большого количества вторичного тепла в виде вторичных паров растворителя и выводимого из каждого аппарата горячего конденсата. Чем выше порядковый номер ступени, тем ниже температура выходящих из нее вторичного пара и конденсата.

Если отсутствует постоянный потребитель низкопотенциального тепла, то выпарная установка проектируется с конденсатором за последней ступенью, в котором поддерживается абсолютное давление конденсации пара 0,1—0,2 ат.

При наличии в схеме выпарной установки или на соседних производственных объектах потребителей низкопотенциального тепла целесообразно проектировать выпарную станцию с ухудшенным вакуумом или с противодавлением вторичного пара в последней ступени. Температура вторичного пара из выпарной установки должна быть в этом случае на 8—10°С выше конечной температуры теплоносителя потребителя низкопотенциального тепла, а при отсутствии отбора экстра-пара за пределы установки расход вторичного пара W_n можно приближенно определить из следующего равенства:

$$W_n \approx \frac{G_m c_m (t_m'' - t_m')}{r_n''} \approx \frac{W}{0,85n}, \quad (3-4)$$

где G_m и c_m — расход (кг) и теплоемкость ($\text{ккал/кг} \times \text{град}$) теплоносителя, воспринимающего низкопотенциальное тепло; t_m' и t_m'' — его начальная и конечная температуры, °С; r_n'' — теплота парообразования вторичного пара последней ступени, ккал/кг ; W — общее количество воды, выпариваемой во всей установке, кг/ч ; n — число ступеней выпарной установки.

Если потребителю низкопотенциального тепла необходим подогрев теплоносителя до температуры, превышающей температуру вторичного пара последней ступени, следует применить многоступенчатый подогрев с использованием экстра-паров промежуточных ступеней выпарной установки (начиная с конца).

В эксплуатационном же отношении, особенно из-за трудности очистки змеевиков, такие аппараты неудобны, по технико-экономическим показателям уступают кожухотрубчатым аппаратам и поэтому широкого распространения не получили.

Для выпаривания маловязких (6—8 *спз*) некристаллизующихся и неагрессивных растворов получил распространение выпарной аппарат типа ВВ с внутренней греющей камерой и с центральной циркуляционной трубой (рис. 3-2, а). В этом аппарате возникает устойчивая циркуляция раствора, что обеспечивает высокий коэффициент теплопередачи, а большая удельная поверхность нагрева делает его компактным и снижает металлоемкость аппарата на единицу объема. Фланцевые соединения между царгой с трубчаткой и сепаратором сверху и днищем снизу позволяют в случае необходимости отделять греющую камеру для ремонта и очистки труб. Номинальная поверхность нагрева таких аппаратов находится в пределах 25—350 m^2 .

Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой применяются для упаривания кристаллизующихся, агрессивных и умеренно вязких растворов (рис. 3-2, б). В таких аппаратах вследствие большого сечения кольцевого канала между обечайкой и внутренней паровой камерой улучшается циркуляция раствора, а свободная подвеска греющей камеры исключает возможность нарушения плотности вальцовочных соединений между трубами и решеткой при термической деформации. Скорость циркуляции раствора в этих аппаратах, однако, еще не так велика, чтобы в них можно было выпаривать интенсивно инкрустирующие или вязкие растворы, так как частые и длительные (до 14 ч) остановки аппарата на чистку значительно снижали бы его производительность. Выпарные аппараты с подвесной греющей камерой широко применяются для выпаривания электролитических щелочей; они выпускаются отечественными заводами с поверхностью нагрева от 100 до 450 m^2 .

В последние годы в отечественной практике выпаривания щелочей и каустической соды применяют аппараты со стабилизатором тока эмульсии (рис. 3-2, в) [Л. 47]. Многими конструктивными узлами они напоминают выпарные аппараты с подвесной греющей камерой, однако отличаются большей высотой труб (4 000 мм). Такие аппараты характеризуются улучшенной циркуляцией раствора и более высокой тепловой эффективностью. Их недостатком является конструктивно неудачное решение узлов ввода пара и вывода конденсата.

Циркуляцию раствора в выпарных аппаратах можно улучшить, если увеличить разность плотности жидкости в подъемных и в опускных каналах циркуляционного контура путем полного устранения нагревания ее в опускных каналах. К таким аппаратам относятся выпарные аппараты системы ЦИНС—ВЦ с несколькими выносными циркуляционными трубами (рис. 3-2, г). Аппараты компактны и рассчитаны на большую производительность (поверхность нагрева до 2 100 m^2). Удельные показатели аппаратов ЦИНС—ВЦ выше, чем у других аппаратов с выносными циркуляционными трубами. Трубные решетки, выполненные с некоторым наклоном от центра к периферии, обеспечивают быстрый отвод конденсата и устранение коррозии нижних концов труб. Вместе с тем конические трубные решетки сложны в изготовлении, а установка труб в них связана с рядом трудностей, что ухудшает общую высокую характеристику аппарата.

Выпаривание кристаллизующихся растворов затрудняется, как известно, выпадением на поверхности нагрева кристаллов, которые прикипают к ней, образуя прочную корку инкрустов. Очистка поверхности нагрева вызывает необходимость останова и вскрытия аппарата. Выпарной аппарат с выносной греющей камерой и с циркуляционной трубой (типа ВН, рис. 3-2, д) оказался удачным по конструкции для выпаривания растворов такого рода. Благодаря большой высоте греющих труб (5—7 м) и вынесенной опускной трубе в аппарате возникает интенсивная циркуляция раствора (до 1,5 *м/сек*), затрудняющая осаждение кристаллов на стенках труб. Остановка аппарата для механической очистки относительно непродолжительна благодаря удобной компоновке греющей камеры и корпуса аппарата.

Выпарные аппараты с выносной греющей камерой нашли широкое применение для упаривания растворов сахара, сульфатных щелочей и алюминатных растворов. Аппараты типа ВН могут работать и без многократной циркуляции раствора — по прямоточному принципу. В этом случае отсутствует циркуляционная труба, а раствор проходит через трубы только 1 раз. Применение прямоточных аппаратов для выпаривания кристаллизующихся растворов не рекомендуется.

Выпадение кристаллов из насыщенного раствора на поверхности нагрева при выпаривании можно предотвратить либо ограничить увеличением скорости его циркуляции или переносом кристаллизации за пределы греющей поверхности, а чаще сочетанием обоих способов. Ненасыщенные растворы с положительным коэффициентом растворимости при нагревании не выделяют кристаллов, если жидкость не достигла температуры кипения и сгущение раствора еще не происходит.

Если же раствор, недогретый до кипения, вывести из зоны подогрева в зону с пониженным давлением за пределами теплопередающей поверхности, то кипение раствора и сопровождающая этот процесс кристаллизация будут происходить без инкрустации греющих труб.

Такой выпарной аппарат был сконструирован Р. Е. Левиным (рис. 3-2, е). В аппарате с вынесенной циркуляционной трубой над поверхностью нагрева установлены подпорный участок 10 и стабилизатор движения парожидкостной эмульсии 11. В трубчатке 1 раствор движется вверх и подогревается в ней до температуры на 2—3°С ниже температуры кипения для данного уровня и давления в аппарате. При дальнейшем движении вверх статическое давление раствора снижается, и уже за пределами греющей камеры, в верхней части подпорного участка, раствор закипает. Стабилизатор, выполненный в виде вертикальной трубы с продольными перегородками, служит рассекателем парожидкостной эмульсии на мелкие потоки для предотвращения возможных гидравлических ударов. Чтобы избежать пристеночной кристаллизации, конструкция аппарата рассчитана на повышенную до 1,5—2 *м/сек* скорость раствора при естественной циркуляции.

Высокая скорость раствора в трубах может быть достигнута только при умеренной вязкости раствора (до 100 *спз*) и при обеспечении перепада температур между греющим теплоносителем и раствором не менее 25—30°С.

Как известно, часто встречаются растворы, кипение которых сопровождается пенообразованием. Для упаривания таких растворов

применяются пленочные аппараты. В отечественной промышленности нашли применение выпарные аппараты с поднимающейся пленкой [Л. 50]. Эти аппараты компактны и отличаются высокой скоростью раствора в трубах; в литературе подчеркивается возможность сгущения в таких аппаратах термолабильных растворов. Однако такие аппараты более других чувствительны к неравномерности подачи раствора и страдают частым нарушением плотности развальцовки труб; кроме того, затруднительна очистка их поверхности нагрева.

Более удобны для очистки и ремонта выпарные аппараты с падающей пленкой (рис. 3-2, *ж*). Раствор подается в трубы сверху через специальные пасады (рис. 3-2, *з*), предназначенные для равномерного распределения его по трубной решетке, а также для распределения его в виде тонкой пленки на стенках труб и закручивания этой пленки. Пройдя по трубе сверху вниз 1 раз, раствор достигает пужной концентрации.

В таких аппаратах устранены многие недостатки, присущие аппаратам с поднимающейся пленкой, однако и в них при недостаточной плотности орошения (норма 800—1 000 л на 1 пог. м в час) возможно оголение и инкрустация нижних концов труб при работе с кристаллизующимися растворами, зарастание проходного сечения, уменьшение скорости раствора и снижение производительности всего аппарата.

Устранить инкрустацию поверхности нагрева при выпаривании кристаллизующихся растворов можно достижением скорости раствора в трубах в 2—3 м/сек. В тех случаях, когда такой скорости нельзя достичь температурным перепадом между теплоносителями при естественной циркуляции, выпарная установка проектируется в расчете на применение аппаратов с принудительной циркуляцией (рис. 3-3, *а*), создаваемой насосами, установленными снаружи или внутри аппарата. При большой скорости раствора, создаваемой насосом, парообразование начинается за пределами греющей поверхности или на небольшом выходном участке трубы. Образующиеся при этом кристаллы соли находятся преимущественно во взвешенном состоянии и выносятся из аппарата вместе с концентрированным раствором.

Более удачная конструкция выпарного аппарата с принудительной циркуляцией показана на рис. 3-3, *б*. Кипящий раствор поступает в зону разделения тангенциально, приобретает вращательное движение по стенке сепаратора и активнее разделяется на жидкость и пар. Поверхность нагрева удобно демонтируется для очистки и ремонта.

Аппараты с принудительной циркуляцией применяют также для упаривания растворов повышенной вязкости.

Экономические расчеты показали, что в аппаратах с принудительной циркуляцией скорость раствора должна быть не менее 1,5 м/сек и не более 2,5 м/сек. Нижний предел устанавливается началом солевых отложений, верхний — превышением расходов на электроэнергию для перекачки над экономией в затратах на поверхность нагрева за счет повышенных скоростей раствора.

Очень вязкие, пастообразные и термолабильные растворы упариваются в аппаратах с перемешиваемой обрабатываемой вещью. Один из таких аппаратов показан на рис. 3-3, *в*. Раствор, поступающий в аппарат с помощью дозирочного насоса, растекается

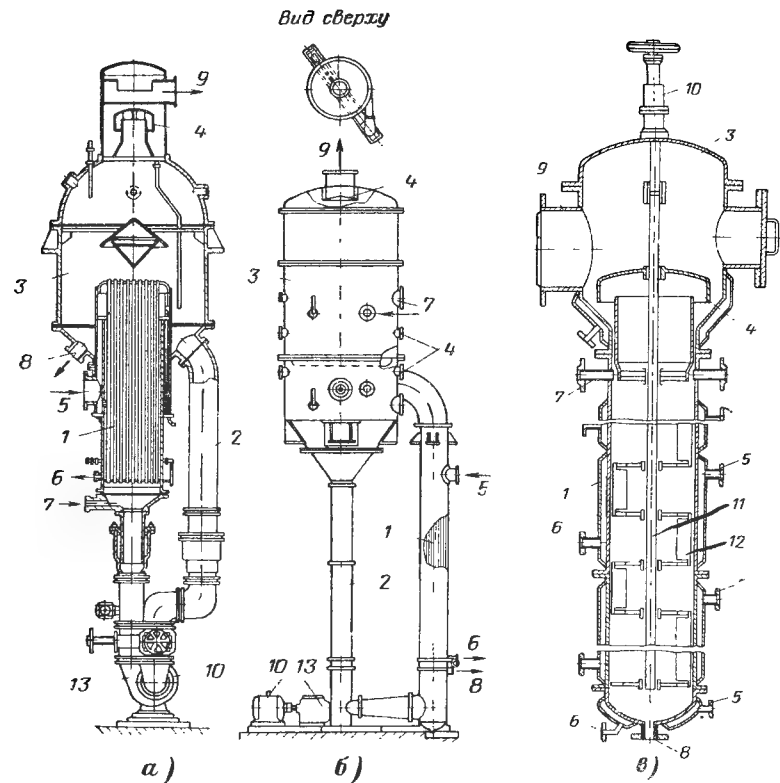


Рис. 3-3. Выпарные аппараты с принудительной циркуляцией и перемешиваемой пленкой.

а и *б* — с принудительной циркуляцией раствора; *в* — с перемешиваемой пленкой; 1 — греющая камера; 2 — циркуляционная труба; 3 — паровое пространство; 4 — сепаратор; 5 — вход греющего пара; 6 — выход конденсата; 7 — вход слабого раствора; 8 — выход крепкого раствора; 9 — выход вторичного пара; 10 — электропривод; 11 — рамная мешалка; 12 — подвижные скребки; 13 — насос.

пленкой по внутренней стенке, захватывается вращающимися скребками и размазывается по всей греющей поверхности. По мере упаривания растворителя на стенке образуются твердый продукт или паста, которые соскабливаются скребками и выводятся из аппарата через нижний патрубок и секторный затвор. Греющим теплоносителем в аппарате с рубашечным обогревом могут служить пар, горячая вода и высокотемпературные жидкие теплоносители. По способу подвода тепла можно заключить, что теплопроизводительность такого аппарата невелика и что необходим также дополнительный расход энергии на привод скребков.

Определение количества выпаренной влаги по ступеням выпарной установки

Метод И. А. Тищенко распределения полезной разности температур между ступенями выпарной установки, различные способы определения общего и по ступеням количества выпаренной влаги, а также методы определения расхода свежего пара на выпарку в многоступенчатых выпарных установках излагаются во всех учебниках и пособиях по выпарной технике [Л. 15, 39, 42, 50, 97]. При этом, как правило, приводятся методы и примеры расчета установок для упаривания некристаллизующихся растворов.

Однако на практике часто приходится иметь дело с растворами, концентрирование которых сопровождается выпадением кристаллов. При расчете установок для упаривания кристаллизующихся растворов метод И. А. Тищенко использовать нельзя. В таких случаях можно пользоваться методикой расчета прямоточных выпарных установок с кристаллизующимися растворами и вакуум-кристаллизационных установок, предложенной Т. А. Колачем [Л. 42]. При составлении теплового баланса в этой методике учитываются физическая теплота соли, удаляемой из аппарата, теплота концентрирования и теплота кристаллизации соли. Технологическая схема выпарной установки, подлежащей расчету, показана на рис. 3-4. Схема составлена в общем виде при максимальном использовании тепла вторичных потоков, в том числе многоступенчатого возврата пара вторичного вскипания конденсата из второй и последующих ступеней, отвода экстра-пара за пределы выпарной установки и потребления низкопотенциального тепла от посторонних источников. Конденсат греющего пара первой ступени возвращается на ТЭЦ или в котельную.

Примем следующие обозначения, в которых индекс 0 соответствует слабому раствору, а индексы 1, 2, 3, ..., n — номерам ступеней.

d_1 — количество пара, потребляемое в первой ступени выпарной установки, кг/кг раствора; $i_1, i_2, \dots, i_n$ — энтальпия греющего пара, ккал/кг; $i_1'', i_2'', \dots, i_n''$ — энтальпия вторичного пара, ккал/кг; $c_0, c_1, \dots$

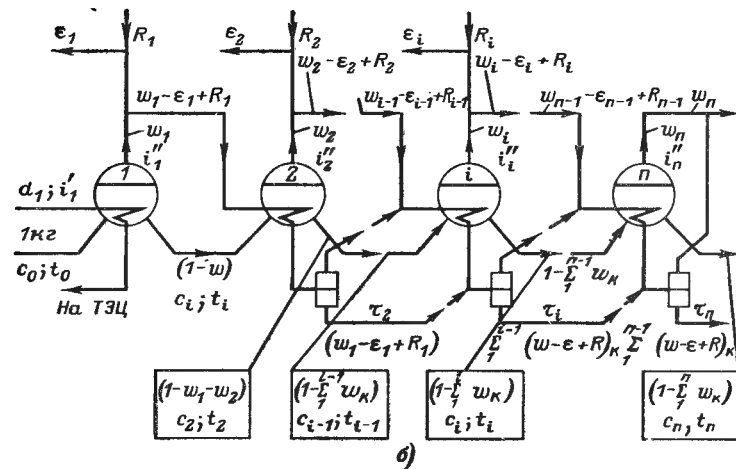
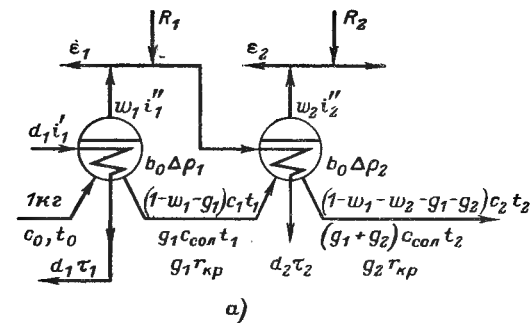


Рис. 3-4. Схемы к тепловому расчету выпарных установок с кристаллизующимися растворами.

а — к тепловому балансу первой ступени; б — к тепловому балансу многоступенчатой выпарной установки.

..., c_n — теплоемкость раствора, ккал/кг·°C; $t_0, t_1, \dots, t_n$ — температура кипения раствора, °C; $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$ — энтальпия конденсата греющего пара, ккал/кг; $w_1, w_2, \dots, w_n$ — количество выпариваемой воды, кг/кг; $\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_n$ — количество экстра-пара, отбираемого из ступени, кг/кг; $R_1, R_2, \dots, R_n$ — количество пара внешних источников и пара вторичного вскипания конденсата предыдущих ступеней, подаваемого в рассматриваемую ступень, кг/кг; $b_0,$

$b_1, \dots, b_n$ — концентрация раствора, кг/кг; $\Delta\rho_1, \Delta\rho_2, \dots, \Delta\rho_n$ — теплота концентрирования раствора (с соответствующим знаком), отнесенная к 1 кг сухой соли, ккал/кг; $g_1, g_2, \dots, g_n$ — количество выкристаллизовавшейся соли, кг/кг; $r_{кр}$ — теплота кристаллизации соли, ккал/кг; $c_{сол}$ — теплосмкость сухой соли, ккал/кг·°С.

Как и в методике Тищенко, потери тепла в окружающую среду оцениваются после теплового расчета всей установки.

Расчет производим на 1 кг поступающего для выпаривания раствора. Тепловой баланс для первой ступени выпарной установки с учетом теплот кристаллизации и концентрирования имеет вид:

$$d_1 i'_1 + c_0 t_0 + g_1 r_{кр} + b_0 \Delta\rho_1 = (1 - w_1) c_1 t_1 - g_1 c_1 t_1 + g_1 c_{сол} t_1 + d_1 \tau_1 + w_1 i''_1. \quad (3-5)$$

Заменив по известному правилу величину $(1 - w_1) c_1$ величиной $(c_0 - w_1)$, получим:

$$d_1 i'_1 + c_0 t_0 + g_1 r_{кр} + b_0 \Delta\rho_1 = (c_0 - w_1) t_1 - g_1 c_1 t_1 + g_1 c_{сол} t_1 + d_1 \tau_1 + w_1 i''_1$$

или

$$w_1 = d_1 \frac{(i'_1 - \tau_1)}{(i''_1 - t_1)} + c_0 \frac{(t_0 - t_1)}{(i''_1 - t_1)} + g_1 \frac{r_{кр} + (c_1 - c_{сол}) t_1}{(i''_1 - t_1)} + b_0 \frac{\Delta\rho_1}{(i''_1 - t_1)}, \quad (3-6)$$

где $\frac{i'_1 - \tau_1}{i''_1 - t_1} = \alpha_1$ — «коэффициент испарения» раствора,

т. е. количество воды, выпариваемое теплом 1 кг греющего пара (всегда положителен); $\frac{t_0 - t_1}{i''_1 - t_1} =$

β_1 — «коэффициент самоиспарения» раствора, т. е. количество воды, выпариваемое теплом, выделяющимся при сбросе давления раствора на входе в ступень (в зависимости от значения температур раствора t_0 и t_1 положителен, отрицателен или равен нулю).

После подстановки коэффициентов α_1 и β_1 получим уравнение для определения количества выпаренной влаги в первой ступени

$$w_1 = d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1 + g_1 \frac{r_{кр} + (c_1 - c_{сол}) t_1}{(i''_1 - t_1)} + b_0 \frac{\Delta\rho_1}{(i''_1 - t_1)}. \quad (3-7)$$

Для второй ступени выпарной установки уравнение материального баланса будет иметь вид:

$$d_2 i''_2 + c_1 t_1 \left(1 - \sum_1^{2-1} w_i - \sum_1^{2-1} g_i\right) + c_{сол} t_1 \sum_1^{2-1} g_i + r_{кр} g_2 + b_0 \Delta\rho_2 = w_2 i''_2 + c_2 t_2 \left(1 - \sum_2^2 w_i - \sum_1^2 g_i + c_{сол} t_2 \sum_1^2 g_i + d_2 \tau_2\right). \quad (3-8)$$

После преобразования и замены соответствующих комплексов коэффициентами испарения α_i и самоиспарения β_i получим уравнение для определения количества выпаренной влаги во второй ступени:

$$w_2 = d_2 \alpha_2 + \left(c_0 - \sum_1^{2-1} w_i\right) \beta_2 - \sum_1^{2-1} g_i \frac{(c_1 - c_{сол}) t_1 - (c_2 - c_{сол}) t_2}{i''_2 - t_2} + g_2 \frac{r_{кр} (c_1 - c_{сол}) t_2}{i''_2 - t_2} + b_0 \frac{\Delta\rho_2}{i''_2 - t_2}. \quad (3-9)$$

Аналогично для третьей ступени выпарки с учетом коэффициента самоиспарения конденсата σ_i , поступающего из греющей камеры предшествующей ступени [Л. 50, стр. 128], получим уравнение

$$w_3 = d_3 \alpha_3 + \left(c_0 - \sum_1^{3-1} w_i\right) \beta_3 -$$

$$- \sum_1^{3-1} g_i \frac{(c_2 - c_{\text{сол}}) t_2 - (c_3 - c_{\text{сол}}) t_3}{i_3'' - t_3} + \\ + g_3 \frac{r_{\text{кр}} + (c_2 - c_{\text{сол}}) t_3}{i_3'' - t_3} + b_0 \frac{\Delta p_3}{i_3'' - t_3} + \sigma_3 d_2. \quad (3-10)$$

Для произвольной i -й ступени получим:

$$w_i = d_i \alpha_i + \left(c_0 - \sum_1^{i-1} w_k \right) \beta_i + \\ + \sum_1^{i-1} g_k \frac{(c_{i-1} - c_{\text{сол}}) t_{i-1} - (c_i - c_{\text{сол}}) t_i}{i_i'' - t_i} + \\ + g_i \frac{r_{\text{кр}} + (c_{i-1} - c_{\text{сол}}) t_i}{i_i'' - t_i} + b_0 \frac{\Delta p_i}{i_i'' - t_i} + \sigma_i \sum_2^{i-1} d_k. \quad (3-11)$$

В уравнениях (3-9) — (3-11)

$$d_i = [w - (\varepsilon - R)]_{i-1}. \quad (3-12)$$

Кроме того, следует иметь в виду, что $\sum_1^n w_i = w$ и $\sum_1^n g_i = g$.

Для установок, в которых выкристаллизовавшаяся соль выводится из каждой ступени, расчетные формулы примут вид:

для первой ступени

$$w_1 = d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1 + g_1 \frac{r_{\text{кр}} + (c_1 - c_{\text{сол}}) t_1}{i_1'' - t_1} + b_0 \frac{\Delta p_1}{i_1'' - t_1}; \quad (3-13)$$

для второй ступени

$$w_2 = d_2 \alpha_2 + \left(c_0 - \sum_1^{2-1} w_i \right) \beta_2 + \\ + g_2 \frac{r_{\text{кр}} + (c_2 - c_{\text{сол}}) t_2}{i_2'' - t_2} + b_0 \frac{\Delta p_2}{i_2'' - t_2}; \quad (3-14)$$

для третьей ступени

$$w_3 = d_3 \alpha_3 + \left(c_0 - \sum_1^{3-1} w_i \right) \beta_3 + \\ + g_3 \frac{r_{\text{кр}} + (c_3 - c_{\text{сол}}) t_3}{i_3'' - t_3} + b_0 \frac{\Delta p_3}{i_3'' - t_3} + \sigma_3 d_2; \quad (3-15)$$

для произвольной i -й ступени

$$w_i = d_i \alpha_i + \left(c_0 - \sum_1^{i-1} w_i \right) \beta_i + g_i \frac{r_{\text{кр}} + (c_i - c_{\text{сол}}) t_i}{i_i'' - t_i} + \\ + b_0 \frac{\Delta p_i}{i_i'' - t_i} + \sigma_i \sum_2^{i-1} d_k. \quad (3-16)$$

Приближенное определение температур раствора, вторичного пара и температурных депрессий по ступеням установки

Уравнение (3-16) можно решить только в том случае, если известны величины α_i , β_i , σ_i , ε_i , R_i , $\Sigma \Delta$, Δp_i и g_i , которые зависят от распределения общей полезной разности температур между ступенями выпарной установки и от параметров пара и раствора в каждой ступени. Поэтому они не могут быть заданы заранее, а определяются в результате последовательных приближенных расчетов. Предварительные приближенные расчеты можно производить без учета теплоты самоиспарения конденсата, последовательно перепускаемого из расширителя в расширитель; можно также пренебречь теплотой кристаллизации соли и в некоторых случаях — теплотой концентрирования раствора. Если же принять во внимание, что использование мягкого пара внешних источников встречается в практике выпаривания крайне редко, то упрощенный материальный и тепловой баланс прямой выпарной установки можно записать в виде

уравнений:

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= d_1 \alpha_1 + c_0 \beta_1; \\ w_2 &= (w - \varepsilon)_1 \alpha_2 + (c_0 - w_1) \beta_2; \\ w_3 &= (w - \varepsilon)_2 \alpha_3 + (c_0 - w_1 - w_2) \beta_3; \\ w_n &= (w - \varepsilon)_{n-1} \alpha_n + \left(c_0 - \sum_{i=1}^{n-1} w_i \right) \beta_n. \end{aligned} \right\} \quad (3-17)$$

Для любой i -й ступени

$$w_i = (w - \varepsilon)_{i-1} \alpha_i + \left(c_0 - \sum_{j=1}^{i-1} w_j \right) \beta_i, \quad (3-18)$$

где

$$w = \sum_{i=1}^n w_i = w_1 + w_2 + \dots + w_n. \quad (3-19)$$

Система уравнений (3-17) и (3-19) может быть решена при известных значениях α_i и β_i , определяемых в свою очередь после распределения общей полезной разности температур по ступеням установки.

При заданных температуре греющего пара в первой ступени t_s и температуре конденсации пара за последней ступенью t_k общая полезная разность температур [Л. 50, стр 123]

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_s - t_k - \left(\sum_{i=1}^n \Delta_1 + \sum_{i=1}^n \Delta_2 + \sum_{i=1}^n \Delta_3 \right) \quad (3-20)$$

может быть найдена только после определения суммарной величины температурных потерь. Сумма гидростатической $(\Delta_2)^1$ и гидродинамической (Δ_3) депрессий для аппаратов с многократной циркуляцией раствора может быть принята равной 5°C на одну ступень, т. е. для всей установки она составит

$$\sum_{i=1}^n \Delta_2 + \sum_{i=1}^n \Delta_3 = 5n. \quad (3-21)$$

Предварительно значения температурной депрессии (Δ_1) по ступеням определяют в следующем порядке:

а) по таблицам физико-химического справочника определяют нормальные температурные депрессии (Δ_n)

¹ С повышением вакуума Δ_2 растет и может достигнть 4—5 град.

при атмосферном давлении и при исходной и конечной концентрациях раствора;

б) по формуле И. А. Тищенко¹ производят пересчет нормальной депрессии $(\Delta_n)_0$ исходного раствора на депрессию $(\Delta_1)_0$ при давлении греющего пара, а также нормальной депрессии раствора конечной концентрации $(\Delta_n)_n$ на депрессию $(\Delta_1)_n$ при давлении вторичного пара последней ступени;

в) находят значения температурной депрессии во всех ступенях установки по формуле [Л. 42, стр. 210]

$$(\Delta_1)_i = (\Delta_1)_0 + [(\Delta_1)_n - (\Delta_1)_0] \left(\frac{i}{n} \right)^3, \quad (3-22)$$

где i — номер ступени; n — число ступеней в установке;

г) определяют полезную разность температур во всей установке

$$\Delta t_{\text{пол}} = t_s - t_k - \left[\sum_{i=1}^n (\Delta_1)_i + 5n \right]; \quad (3-23)$$

д) рассчитывают полезный перепад температур в первой ступени выпарной установки

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_{\text{пол}}}{n + a \sum_{i=1}^n \left(\frac{i-1}{n-1} \right)^2}, \quad (3-24)$$

где a — коэффициент, зависящий от вязкости раствора; $a=0,2-0,5$ — для растворов, вязкость которых при выпаривании меняется незначительно (например, для раствора поваренной соли); $a=0,5-0,8$ — для растворов с умеренным изменением вязкости при выпаривании; $a=0,8-1,0$ — для рас-

$$\Delta_1 = 0,00387 (\Delta_n) \frac{T^2}{r},$$

где T — температура кипения воды при данном давлении, $^\circ \text{K}$;
 r — теплота парообразования воды при данном давлении, ккал/кг .

Для растворов с высокой температурной депрессией формула И. А. Тищенко дает значительное отклонение от действительной величины температурной депрессии, и в таких случаях можно пользоваться правилом Дюринга [Л. 42, стр. 15].

творов, вязкость которых при выпаривании сильно изменяется (для растворов сахара, аммиачной селитры, электролитического щелока);
 е) рассчитывают полезные перепады температур для остальных ступеней установки

$$\Delta t_i = \Delta t_1 \left[1 + a \left(\frac{i-1}{n-1} \right)^2 \right]; \quad (3-25)$$

ж) определяют температуры раствора и параметры вторичного пара по ступеням установки путем последовательного вычитания из температуры греющего пара величин Δt_i и $(\Delta_1)_i$. На основании найденных значений определяют коэффициент испарения α_i и коэффициент самоиспарения β_i .

Пример. Определить параметры пара и раствора по отдельным ступеням прямоточной трехступенчатой выпарной установки для случая сгущения водного раствора едкого натра от 10 до 30%. Давление греющего пара 5 ат, давление в конденсаторе 0,15 ат.

1. По справочной литературе находим нормальные температурные депрессии для раствора NaOH в воде при $b_0=10\%$ и $b_3=30\%$:

$$(\Delta_n)_0 = 2,8^\circ \text{C};$$

$$(\Delta_n)_3 = 17,0^\circ \text{C}.$$

2. По формуле (3-21) вводим поправку на давление:

$$(\Delta_1)_0 = 0,00387 \cdot 2,8 \frac{(151,1 + 273)^2}{504} = 3,7^\circ \text{C};$$

$$(\Delta_1)_3 = 0,00387 \cdot 17,0 \frac{(53,6 + 273)^2}{567} = 12,3^\circ \text{C}.$$

3. По формуле (3-22) определяем значение физико-химической депрессии в каждой ступени выпарной установки:

$$\Delta_1 = 3,7 + (12,3 - 3,7) \left(\frac{1}{3} \right)^3 = 4,0^\circ \text{C};$$

$$\Delta_2 = 3,7 + (12,3 - 3,7) \left(\frac{2}{3} \right)^3 = 4,9^\circ \text{C};$$

$$\Delta_3 = 3,7 + (12,3 - 3,7) \cdot 1 = 12,3^\circ \text{C}.$$

4. Определяем сумму физико-химических депрессий:

$$\sum_{i=1}^n \Delta i = 4,0 + 4,9 + 12,3 = 21,2^\circ \text{C}.$$

5. Определяем сумму гидростатических и гидродинамических депрессий:

$$\sum_{i=1}^n (\Delta_{гс} + \Delta_{гд}) = 5 \cdot 3 = 15^\circ \text{C}.$$

6. По формуле (3-23) определяем общую полезную разность температур:

$$\Delta t_{пол} = 151,1 - 53,6 - (21,2 + 15,0) = 61,3^\circ \text{C}.$$

7. По формуле (3-24) определяем полезную разность температур на первой ступени выпарной установки:

$$\Delta t_1 = \frac{61,3}{3 + 0,8 \left(\frac{1}{4} + 1 \right)} = 15,3^\circ \text{C}.$$

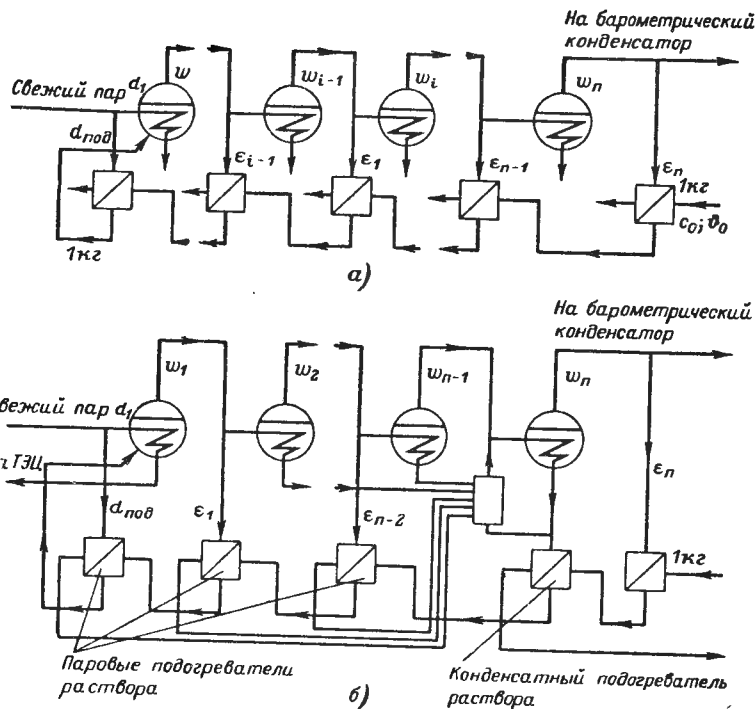


Рис. 3-5. Схемы подогрева раствора.

а — экстра-паром из отдельных ступеней выпарной установки; б — экстра-паром и конденсатом.

8. По формуле (3-25) определяем полезные перепады температур на второй и третьей ступенях выпарной установки:

$$\Delta t_2 = 15,3 \left(1 + 0,8 \frac{1}{4} \right) = 18,4^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_3 = 15,3(1 + 0,8 \cdot 1) = 27,6^\circ \text{C}.$$

9. Определяем параметры пара и раствора по ступеням выпарной установки. Данные сводим в табл. 3-1.

Таблица 3-1

Значения параметров пара и раствора по ступеням выпарной установки

Параметры	I ступень	II ступень	III ступень
Температура греющего пара, °С	151,1	127,6	99,5
Полезная разность температур, °С	17,5	21,2	31,6
Температура раствора, °С	133,6	106,4	67,9
Физико-химическая депрессия, °С	4,0	4,9	12,3
Гидростатическая депрессия, °С	1,0	1,0	1,0
Температура вторичного пара, °С	128,6	100,5	54,6
Гидродинамическая депрессия, °С	1,0	1,0	—
Давление греющего пара, ат	5,0	2,56	1,0

Определение количества экстра-пара

Из ступеней выпарной установки экстра-пар отбирают либо для теплоснабжения внешних потребителей (ϵ'_i), либо для подогрева подаваемого на выпарку раствора (ϵ''_i). Если выдача экстра-пара внешним потребителям — величина заданная, то количество экстра-пара, потребляемого в самой установке, зависит от тепловой схемы и определяется из расчета.

Перед подачей на выпаривание слабый раствор подогревается по одной из двух приведенных на рис. 3-5 схем. По схеме рис. 3-5, а раствор подогревается в поверхностных теплообменниках каскадно только экстра-

паром отдельных ступеней выпарной установки. Тепло конденсата из выпарных аппаратов и подогревателей на подогрев раствора не используется. По схеме рис. 3-5, б раствор подогревается в теплообменниках конденсатом, поступающим из выпарных аппаратов и подогревателей, и в теплообменниках, обогреваемых экстра-парами. Как в схеме рис. 3-5, а, так и в схеме рис. 3-5, б возможен подогрев раствора свежим паром в специальном теплообменнике до температуры, близкой к температуре кипения его в первой ступени выпарной установки. В схеме подогрева рис. 3-5, а первым по ходу движения раствора может быть подогреватель, в котором используется тепло вторичного пара последней ступени, если температура этого пара на 10—15°С выше температуры раствора. В последующих теплообменниках раствор подогревается экстра-паром из каждой ступени выпарки.

Для анализа схем подогрева присвоим каждому подогревателю номер ступени, из которой подается в него экстра-пар, и введем обозначения:

c'_i — средняя теплоемкость раствора начальной концентрации, ккал/кг·°С; $(t_0)_i$ и $(t_0)_{i-1}$ — температура раствора на входе в подогреватель и на выходе из него, °С; ϑ''_i — температура экстра-пара, подаваемого в подогреватель, °С; r''_i — теплота парообразования экстра-пара, подаваемого в подогреватель, ккал/кг.

Если пренебречь потерями тепла в окружающую среду, тепловой баланс i -й ступени подогревателя (рис. 3-5, а) в расчете на 1 кг раствора можно написать как

$$\epsilon''_i (t''_i - t''_i^{\text{ж}}) = 1 c'_i [(t_0)_{i-1} - (t_0)_i]$$

или

$$\epsilon''_i = \frac{c'_i [(t_0)_{i-1} - (t_0)_i]}{r''_i}. \quad (3-26)$$

Перепад температур между экстра-паром и раствором на выходе из подогревателя i -й ступени составляет:

$$(\Delta t_{\text{под}})_i = \vartheta''_i - (t_0)_{i-1}, \quad (3-27)$$

а для подогревателя $(i+1)$ -й ступени

$$(\Delta t_{\text{под}})_{i+1} = \vartheta_{i+1}'' - (t_0)_i. \quad (3-28)$$

Если предположить, что подогреватели рассчитаны на одинаковые температурные перепады теплоносителей на выходе, т. е.

$$(\Delta t_{\text{под}})_i = (\Delta t_{\text{под}})_{i+1} = \text{idem},$$

то, вычтя из уравнения (3-27) уравнение (3-28), получим:

$$(t_0)_{i-1} - (t_0)_i = \vartheta_i'' - \vartheta_{i-1}''. \quad (3-29)$$

Заменив в уравнении (3-27) разность температур раствора эквивалентной разностью температур экстра-пара из уравнения (3-29), получим количество экстра-пара, которое необходимо отбирать в теплообменник из соответствующей ступени выпарной установки для подогрева слабого раствора по паровой схеме (рис. 3-5, а):

$$\varepsilon_i'' = \frac{c_i'' (\vartheta_i'' - \vartheta_{i-1}'')}{r_i''}. \quad (3-30)$$

В схеме подогрева конденсатом и экстра-паром (рис. 3-5, б) целесообразно устанавливать один подогреватель с предвключенным расширительным бачком, в котором будет использоваться тепло конденсата от всех выпарных аппаратов и подогревателей. По ходу раствора этот подогреватель должен быть либо первым, либо вторым. Если температура исходного раствора будет равна температуре вторичного пара последней ступени выпарной установки или будет выше нее, то теплообменник конденсата следует ставить первым по ходу раствора. Если температура раствора на $10-15^\circ\text{C}$ ниже температуры вторичного пара последней ступени, то первым по ходу раствора целесообразно ставить подогреватель, использующий вторичный пар последней ступени выпарной установки. Подогреватель с конденсатом будет вторым.

Для подогрева раствора конденсат первой и последней ступеней не используется: конденсат первой ступени возвращается на ТЭЦ или в котельную, конденсат последней ступени смешивается с барометрической водой в конденсаторе выпарной установки.

Методика расчета количества экстра-пара для схемы со смешанным нагревом раствора остается прежней. После расчета расхода экстра-пара для нагрева раствора и определения его количества для посторонних потребителей по формуле

$$\varepsilon_i = \varepsilon_i' + \varepsilon_i'' \quad (3-31)$$

определяют суммарные расходы экстра-пара по ступеням.

Определение количества выпаренной воды, поверхности нагрева по ступеням и расхода пара на установку

Когда определились величины α_i , β_i и ε_i , можно по упрощенным уравнениям теплового и материального балансов (3-17) и (3-18) определить приблизительные количества выпаренной воды w_i по ступеням. Найденные значения $w_1, w_2, \dots, w_n$ дают возможность определить концентрации $b_1, b_2, \dots, b_n$ для некристаллизующихся растворов по формуле

$$b_i = \frac{b_0}{1 - \sum_{j=1}^i w_j}. \quad (3-32)$$

Для растворов, в которых в процессе выпаривания кристаллизуются побочные соли, концентрацию раствора определяют по соответствующим кривым или таблицам совместной растворимости. При определенном количестве выпавшей соли концентрация раствора может быть определена по формуле

$$b_i = \frac{b_0}{1 - \sum_{j=1}^i (w + g)_j}. \quad (3-33)$$

По найденным концентрациям b_i уточняют принятые ранее физико-химические температурные депрессии растворов и общую полезную разность температур $\Delta t_{\text{пол}} [формула (3-23)]$. Данные о концентрациях растворов в выпарных аппаратах позволяют произвести расчет коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, например, по формулам М. А. Кичигина и Н. Ф. Тобиловича [Л. 39] или по формуле А. Ф. Сорокина [Л. 42]. На этом пред-

варительный расчет выпарной установки заканчивается. Найденные по приближенным концентрациям коэффициенты теплопередачи не требуют дальнейшего уточнения, так как незначительные отклонения в величинах концентрации раствора мало влияют на величину коэффициента теплопередачи.

Точный расчет выпарной установки производится в том же порядке, что и предварительный, однако при этом используются полные уравнения теплового и материального балансов — (3-6), (3-16) и (3-19). Затем определяют тепловую нагрузку по ступеням из уравнения

$$Q_i = G_0 [\omega - (\varepsilon - R)]_{i-1} r'_i, \quad (3-34)$$

где G_0 — весовое количество раствора начальной концентрации, кг/ч; $[\omega - (\varepsilon - R)]$ — количество пара, поступившее из предшествующей ступени, кг/кг; r'_i — скрытая теплота парообразования при давлении рассматриваемой ступени, ккал/кг.

Следует подчеркнуть, что расчет тепловой нагрузки по формуле $Q_i = W_i r''_i$ приводит к существенной ошибке, так как в прямоточной установке через поверхность нагрева каждой ступени передается количество тепла, меньшее $W_i r''_i$ на величину тепла самоиспарения раствора и тепла кристаллизации соли.

Следующий этап в расчете установки — определение поверхностей нагрева ступеней по формуле

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i}. \quad (3-35)$$

Если полученные расчетные поверхности ступеней отличаются одна от другой на 5–8%, то распределение полезной разности температур и количества выпаренной воды по ступеням можно считать удовлетворительным. При большем расхождении поверхностей нагрева необходимо произвести повторный расчет по уточненным значениям концентрации раствора в каждой ступени выпарной установки.

Расход греющего пара на первую ступень определяют на основании балансовых уравнений (3-6) или (3-16):

$$d_1 = \frac{\omega_1 - c_0 \beta_1 - b_0 \frac{\Delta \rho_1}{i''_1 - t_1} - g_1 \frac{r_{\text{кп}} + (c_1 - c_{\text{сол}}) t_1}{i''_1 - t_1}}{\alpha_1}. \quad (3-36)$$

Обозначив комплексы при b_0 через A_1 и при g_1 через B_1 и введя коэффициент $\eta_{\text{п}}$, учитывающий потери в окружающую среду ($\eta_{\text{п}} \approx 0,98$), уравнение (3-36) можно переписать в следующем виде:

$$d_1 = \frac{\omega_1 - c_0 \beta_1 - b_0 A_1 - g_1 B_1}{\alpha_1 \eta_{\text{п}}}. \quad (3-36a)$$

Уравнение для определения расхода греющего пара на первую ступень выпарной установки имеет вид:

$$D_1 = G_0 d_1 = G_0 \frac{\omega_1 - c_0 \beta_1 - b_0 A_1 - g_1 B_1}{\alpha_1 \eta_{\text{п}}}. \quad (3-37)$$

Расход греющего пара на подогрев раствора перед первой ступенью до температуры кипения определяется из теплового баланса подогревателя раствора.

3-4. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ

Увеличение числа ступеней в выпарной установке способствует, как известно, снижению расхода греющего пара, однако вызывает необходимость в повышении его параметров для сохранения полезной разности температур в ступенях или приводит к снижению этой полезной разности температур, т. е. к необходимости увеличения расчетной поверхности нагрева в аппаратах. Когда параметры греющего пара для первой ступени невысоки или упариваемый раствор нельзя нагревать до высокой температуры (термолabile вещества), применение многоступенчатых выпарных установок или не очень выгодно, или технологически недопустимо. В таких случаях применяют одноступенчатое выпаривание. Если вторичный пар из одноступенчатой установки не использовать, то экономичность ее будет крайне низка.

Экономические показатели такой выпарной установки можно повысить путем использования для собственного обогрева вторичного пара с помощью теплового насоса. Тепловым насосом называется система, служащая для повышения располагаемого давления пара, т. е. повышения потенциала тепла. В качестве основного агрегата теплового насоса применяют турбокомпрессоры с электрическим или паровым приводом или паровые инжекторы. Показателем целесообразности применения теплового насоса в выпарной установке может служить отношение стоимости энергии, затрачиваемой

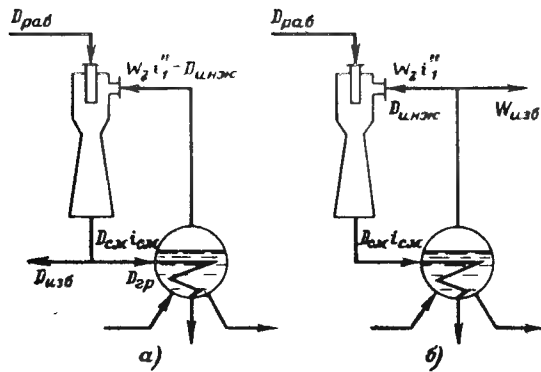


Рис. 3-6. Схемы выпарных установок с тепловым насосом.

мой на сжатие в компрессоре или в инжекторе вторичного пара, к стоимости дополнительной доли свежего пара, поступающей в установку при работе ее без теплового насоса.

Турбокомпрессоры для сжатия вторичного пара выпарных установок малоперспективны из-за их сложности и высокой стоимости. Дешевыми и надежными устройствами являются струйные компрессоры — инжекторы, подключаемые к выпарному аппарату по одной из двух схем (рис. 3-6). По схеме 3-6, а весь вторичный пар сжимают до давления, равного давлению его в греющей камере. До этого же давления расширяется рабочий пар в сопле инжектора. Так как количество смешанного (рабочего и вторичного) пара превышает количество пара, необходимое для поддержания производительности выпарного аппарата, часть сжатого пара $D_{изб}$ может быть использована другими потребителями тепла. Если для них могут оказаться достаточными параметры вторичного пара из выпарного аппарата, то в этом случае более экономична схема рис. 3-6, б. По этой схеме только часть вторичного пара сжимается в струйном компрессоре, а избыточный пар $W_{изб}$ подается потребителю.

Расход свежего (рабочего) пара $G_{раб}$ для одноступенчатой выпарной установки со струйным компрессором при заданной производительности аппарата

является величиной строго определенной и может быть выражен через коэффициент инжекции u :

$$u = \frac{D_{инж}}{D_{раб}}, \quad (3-38)$$

где $D_{инж}$ и $D_{раб}$ — расходы инжектируемого и рабочего пара, кг/ч.

Из инжектора выходит смесь паров в количестве

$$D_{см} = D_{инж} + D_{раб} = D_{раб}(1 + u). \quad (3-39)$$

При работе выпарной установки по схеме рис. 3-6, а количество пара после инжектора составляет $D_{раб} + W_2$, из которого $D_{гр} = W_2 + D_{доб}$ направляется в греющую камеру аппарата и $D_{изб}$ — внешнему потребителю тепла. Величину $D_{изб}$ можно найти из соотношения

$$D_{изб} = (D_{раб} + W_2) - (W_2 + D_{доб}) = D_{раб} - D_{доб}. \quad (3-40)$$

На основании уравнения (3-39) применительно к схеме рис. 3-6, а можно записать:

$$D_{раб}(1 + u) = D_{гр} + D_{изб}. \quad (3-41)$$

Решая совместно уравнения (3-40) и (3-41), получаем:

$$D_{раб} - D_{доб} = D_{раб}(1 + u) - D_{гр}, \quad (3-42)$$

откуда

$$D_{раб} = \frac{D_{гр} - D_{доб}}{u}. \quad (3-43)$$

Если принять, что $D_{доб}$ расходуется на компенсацию тепловых потерь выпарных аппаратов в окружающую среду, то расход рабочего пара на выпарную установку с тепловым насосом по схеме рис. 3-6, а составит:

$$D_{раб} = \frac{D_{гр}}{u}. \quad (3-44)$$

Сопоставляя уравнения (3-39) и (3-44), можно заметить, что расход пара при работе по схеме рис. 3-6, а в $\frac{u+1}{u}$ раз больше, чем при работе по схеме рис. 3-6, б.

Если, однако, учесть, что при работе по схеме рис. 3-6, б несжимаемая доля вторичного пара из-за низких его па-

раметров часто не находит потребителя и направляется в конденсатор, то для большинства случаев схема рис. 3-6, а окажется более экономичной¹.

3-5. КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Большинство выпарных аппаратов с рекуперативным нагревом раствора включает следующие основные технологические элементы: греющую камеру, растворное пространство и сепаратор.

Греющая камера представляет собой трубчатый пучок с двумя трубными решетками, вставленный в кожух-обечайку. В аппаратах жесткой конструкции (см. рис. 3-2, а) греющая камера встраивается между днищем и паровым пространством, в аппаратах с подвесной греющей камерой (см. рис. 3-2, б) она свободно подвешивается внутри растворного пространства с помощью пароподводящей трубы и специальных подвесок.

Трубы диаметром от 25 до 76 мм и длиной 1,6—8 м из углеродистой или легированной стали, латуни или других сплавов, графита или пластиков распределяются в трубных решетках по ромбической разметке (по шестиугольникам) при подаче раствора в трубы и реже по квадратам при подаче раствора в межтрубное пространство. Шаг между трубами t принимают равным $(1,3—1,6)d_n$ при ромбическом расположении труб и $t \geq 1,43 d_n + 4,5$ мм при разбивке труб по квадратам. Трубы заделывают в решетках развальцовкой, приваркой или пайкой.

¹Конструктивный расчет струйных компрессоров см. в [Л. 50, 80].

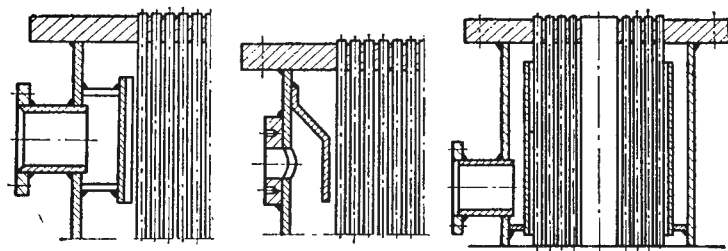


Рис. 3-7. Способы защиты труб от эрозии.

Греющий пар подводится в паровую камеру одним, двумя или несколькими патрубками в верхней ее части, по возможности равномерно по объему парового пространства и без прямого удара в греющие трубки. Часто для предотвращения эрозии трубок против паровых патрубков укрепляют отбойные щитки или цилиндрические вставки по всей окружности (рис. 3-7). В пучках труб большого диаметра оставляют специальные проходы, служащие для равномерного распределения конденсирующегося пара по всей поверхности охлаждения. Вывод конденсата из греющей камеры должен быть конструктивно простым и обеспечивать минимальное затопление трубок. На рис. 3-8 показано несколько вариантов конструктивного оформления вывода конденсата из греющих камер. Для контроля за отводом конденсата желательно снабжать греющие камеры указателями уровня.

Конденсация пара всегда сопровождается выделением неконденсирующихся при данной температуре газов — воздуха, углекислого газа, аммиака и др. Их нужно удалять путем периодической продувки паровой камеры. Для продувки пространство паровой камеры соединяют с атмосферой или вакуумной линией в зависимости от давления конденсирующегося пара. Продувочные патрубки для отвода аммиака (который выделяется из вторичного пара при выпаривании сахара) и других легких газов следует устанавливать в верхней части греющей камеры, а патрубки для отвода воздуха, углекислого и других тяжелых газов — в нижней части. Диаметр патрубков для оттяжки газов не должен превышать 12—25 мм.

Величину греющей поверхности определяют по обычным законам и формулам теплопередачи.

Конструктивный расчет греющей поверхности и всей камеры выпарных аппаратов производят аналогично расчету поверхностей нагрева обычных трубчатых теплообменных аппаратов (см. гл. 1).

Растворное пространство в выпарном аппарате с циркуляцией раствора складывается из объема под греющей камерой, внутреннего объема кипяточных и циркуляционных труб и кольцевого пространства между греющей камерой и корпусом аппарата (при подвесной камере), а также из объема, занимаемого раствором над греющей камерой. В пленочных аппаратах без циркуляции раствора растворное пространство не-

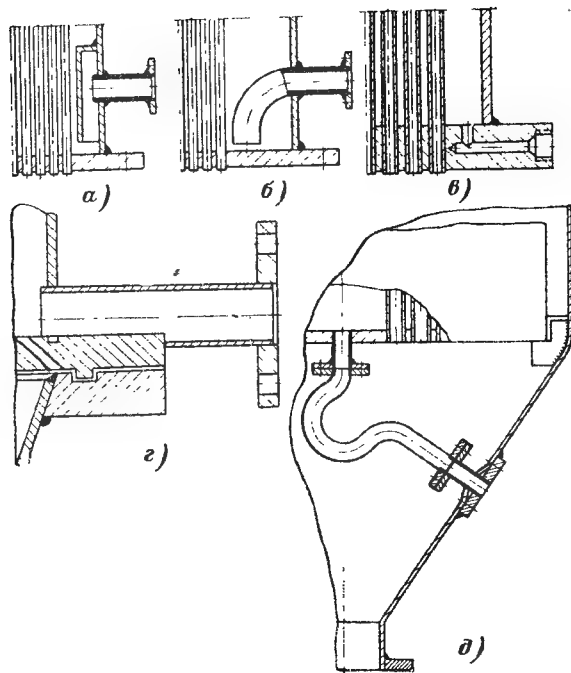


Рис. 3.8. Конструктивное оформление узла для вывода конденсата из греющей камеры.

а — патрубок с карманом; *б* — гнутый патрубок; *в* — сверление в трубной решетке; *г* — патрубок, приваренный к трубной решетке; *д* — вывод конденсата из подвешной греющей камеры.

значительно и не имеет строго определенного объема. Благодаря большому растворному пространству повышается инерционность в режиме работы аппаратов и создаются условия, при которых аппарат мало чувствителен к колебаниям в подаче пара и раствора, изменения концентрации раствора незначительны и опасность оголения и инкрустации верхних участков труб невелика. Вместе с тем в случае изменения давления вторичного пара при большом объеме раствора усложняется работа аппарата. Падение давления сопровождается бурным самовскипанием раствора, вследствие чего увеличивается унос и заброс жидкости в паропровод вторичного пара. При упаривании пенящихся растворов

большой объем жидкости способствует бурному пенообразованию и заполнению пеной всего парового пространства. Поэтому аппараты с большим растворным пространством не рекомендуются для выпаривания пенящихся растворов.

Подвод раствора осуществляют обычно через боковые патрубки: над верхней трубной решеткой в аппаратах жесткой конструкции и в зоне кольцевого пространства в аппаратах с подвешной греющей камерой. Ввод раствора под нижнюю решетку через распределительный коллектор способствует циркуляции, но он опасен из-за возникновения гидравлических ударов при подаче раствора в перегретом состоянии, а также из-за забивания отверстий коллектора при упаривании кристаллизующихся и пастообразных растворов.

Обеспечение циркуляции растворов в выпарных аппаратах улучшает теплообмен и уменьшает отложения солей на стенках труб. Образующиеся в растворе кристаллы выделяются из пульпы в специальных солеотделителях, фильтрах и центрифугах. Для устранения инкрустации поверхности нагрева скорость раствора на входе в греющие трубы должна быть не менее 2,5—3 м/сек.

В аппаратах может быть однократная и многократная циркуляция раствора, причем многократная циркуляция может быть естественной и принудительной. Кратностью циркуляции K называют отношение количества раствора G , кг/ч, циркулирующего в выпарном аппарате, к количеству выпаренной в нем влаги W , кг/ч:

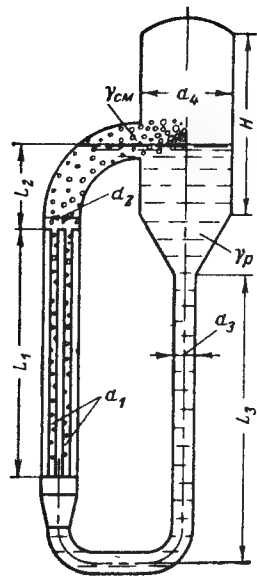
$$K = \frac{G}{W}. \quad (3-45)$$

Естественная циркуляция раствора в контуре возникает вследствие разности удельных весов некипящего раствора в опускных каналах (γ_p) и кипящего раствора в подъемных трубах (γ_{cm}). Движущий напор $p_{дв}$ в циркуляционном контуре длиной L можно выразить следующей формулой:

$$p_{дв} = L(\gamma_p - \gamma_{cm}). \quad (3-46)$$

При установившемся режиме циркуляции этот напор уравновешен суммой гидравлических сопротивлений в опускном и подъемном каналах контура:

$$p_{дв} = \Sigma \Delta p_{оп} + \Sigma \Delta p_{под}. \quad (3-47)$$



Чем меньше $\gamma_{см}$, т. е. чем больше доля пара в парожидкостной смеси, тем больше движущий напор и тем выше скорость циркуляции. С увеличением скорости раствора растет гидравлическое сопротивление тракта.

При заданных размерах и шероховатости циркуляционного контура и свойствах и давлении раствора каждому значению теплового потока соответствует строго определенная скорость циркуляции. Величина скорости циркуляции раствора может быть найдена при совместном решении уравнений (3-46) и (3-47), если движущий напор и сопротивления в контуре будут выражены в виде функции скорости циркуляции.

Опуская подробности вывода уравнений для выражения движущего напора и сопротивлений на участках через скорость циркуляции [Л. 42, стр. 90—95], приводим конечные формулы, с помощью которых скорость может быть определена графоаналитическим методом. Расчет производится с учетом следующих оговорок:

1. Скорость пара относительно раствора равна нулю.
2. Коэффициент теплопередачи и температурный напор между греющим паром и раствором по высоте труб приняты постоянными.

3. Введено понятие приведенной скорости $w_{пр}$ — скорости одной из фаз, отнесенной к полному сечению канала. Так, приведенная скорость пара, образующегося на выходе из кипяtilьной трубы, выражается равенством

$$w_{пр} = \frac{W}{\gamma_n f} = \frac{4W}{\gamma_n \pi d_1^2}, \quad (3-48)$$

где $W = \frac{\pi d_{вн} L_1 k \Delta t}{3600r}$ — паропроизводительность ки-

пятильной трубы, кг/сек; γ_n — удельный вес пара, кг/м³; r — теплота парообразования вторичного пара, ккал/кг; d_1 и L_1 — внутренний диаметр и длина кипяtilьной трубы, м; k — коэффициент теплопередачи, ккал/м²·ч·град; Δt — температурный напор между греющим паром и кипящим раствором, °С.

Движущий напор (рис. 3-9) выражается уравнением

$$p_{дв} = \gamma_p L_1 \left[1 - \frac{w_0}{w_{пр}} \ln \left(1 + \frac{w_{пр}}{w_0} \right) \right], \text{ кг/м}^2. \quad (3-49)$$

Сопротивление трения участков циркуляционного контура:

а) в кипяtilьных трубах (участок I)

$$\Delta p'_{тр} = \frac{\lambda_1 w_0^2 L_1 \gamma_p}{2gd_2} \left(1 + \frac{kL_1 \Delta t}{1800r\gamma_n d_1 w_0} \right); \quad (3-50)$$

б) на необогреваемом паросодержащем участке (участок II)

$$\Delta p''_{тр} = \frac{\lambda_2 (w'_{см})^2 \gamma'_{см} L_2}{2gd_2}, \quad (3-51)$$

где

$$w'_{см} = \frac{\gamma_p}{\gamma'_{см}} w_0 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 n;$$

$$\gamma'_{см} = \gamma_p \frac{w_0 d_1}{w_0 d_1 + \frac{kL_1 \Delta t}{900r\gamma_n}};$$

в) в циркуляционных трубах (участок III)

$$\Delta p'''_{тр} = \frac{\lambda_3 L_3 (w_0')^2 \gamma_p}{2gd_3}. \quad (3-52)$$

Потеря напора от ускорения жидкости в кипяtilьной трубе вследствие увеличения объема смеси

$$\Delta p_{ук} = \frac{w_0 \gamma_p k L_1 \Delta t}{900gr\gamma_n d}. \quad (3-53)$$

Потери напора при входе раствора в кипяtilьные трубы и при выходе из них

$$\Delta p'_{вх} = \xi_{вх} \frac{w_0^2 \gamma_p}{2g}, \quad (3-54)$$

где $\zeta_{\text{вх}} = 0,5$;

$$\Delta p'_{\text{вых}} = \zeta_{\text{вых}} \frac{\left(\frac{\gamma_p}{\gamma_{\text{см}}} w_0 \right)^2 \gamma_{\text{см}}}{2g}, \quad (3-55)$$

где

$$\zeta_{\text{вых}}^* = \left(1 - \frac{f_1}{f_2} \right)^2.$$

Потеря напора при выходе парорастворной смеси из подъемного стояка в сепаратор

$$\Delta p''_{\text{вых}} = \zeta''_{\text{вых}} \frac{(w_{\text{см}}'')^2 \gamma_{\text{см}}'}{2g}, \quad (3-56)$$

где $\zeta''_{\text{вых}} = 1$.

Потеря напора при входе раствора в циркуляционную трубу

$$\Delta p''_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{(w_0')^2 \gamma_p}{2g}. \quad (3-57)$$

Потери напора на поворотах

$$\Delta p_{\text{пов}} = \zeta_{\text{пов}} \frac{(w_{\text{пов}})^2 \gamma_{\text{пов}}}{2g}. \quad (3-58)$$

Средние значения коэффициентов сопротивления на поворотах:

Угол поворота α , град	Коэффициент сопротивления ζ
30	0,0
30—70	0,1
70	0,2

Потери напора в переходных конусах $\Delta p_{\text{кон}}$ определяются согласно табл. 3-2.

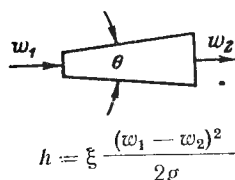
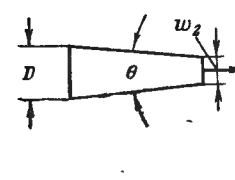
Полная величина потерь напора в циркуляционном контуре выпарного аппарата

$$\Sigma \Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{уск}} + \Delta p_{\text{пов}} + \Delta p_{\text{кон}} + \dots + \Delta p_{\text{вых}}. \quad (3-59)$$

После определения движущего напора и суммы всех сопротивлений скорость циркуляции раствора может быть найдена графо-аналитически. Для этого задаются

Таблица 3-2

Средние значения коэффициентов сопротивления переходных конусов

Тип конуса	Отношение D/d	Угол раскрытия конуса Q			
		10	15	20	30
Расширяющийся	—	0,16	0,27	0,43	0,81
					
Сужающийся	1,2 2,0 3,0	0,04 0,07 0,08	0,05 0,09 0,10	0,07 0,12 0,14	0,08 0,14 0,17
					

рядом значений скорости циркуляции (например, 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5 м/сек), для этих значений по формуле (3-49) определяют ряд значений движущего напора и по формуле (3-59) — ряд сумм гидравлических потерь. Затем в системе координат $p-w_0$ (рис. 3-10) строят две кривые: для $p_{\text{дв}}$ и $\Sigma \Delta p$. Абсцисса точки пересечения кривых определяет величину искомой скорости циркуляции.

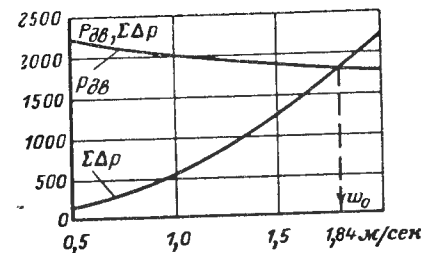


Рис. 3-10. Диаграмма циркуляции простейшего контура выпарного аппарата.

Так как в расчете предполагалось, что скольжение пара относительно раствора отсутствует и кипение раствора начинается у нижнего входа в трубу, а в действительности некоторое скольжение пара имеется и кипение начинается выше нижнего входа раствора в трубу, то расчетное значение движущего напора оказывается значительно выше фактического. Ввиду отсутствия более точных методов расчета скорости циркуляции в выпарных аппаратах в уравнение (3-49) вводят поправочный коэффициент $\varphi=0,4-0,6$. Тогда расчетное уравнение для движущего напора примет вид:

$$P_{\text{дв}} = \varphi \gamma_p L_1 \left[1 - \frac{\omega_0}{\omega_{\text{пр}}} \ln \left(1 + \frac{\omega_{\text{пр}}}{\omega_0} \right) \right]. \quad (3-60)$$

Принудительная циркуляция в выпарных аппаратах достигается путем установки насосов. Мощность привода к циркуляционному насосу N определяется по формуле

$$N = \frac{GH}{3600 \cdot 102 \gamma_p \eta_{\text{нас}}}, \quad \text{кВт}, \quad (3-61)$$

где H — напор, который должен создать насос, кг/м^2 ;

$G = 900 \pi d^2 n \omega_0 \gamma_p$ — количество раствора, циркулирующего в контуре аппарата, кг/ч ; $\eta_{\text{нас}} = 0,7-0,8$ — к. п. д. насоса; n — число трубок в пучке; ω_0 — скорость раствора, м/сек .

Паровое пространство, часто называемое надрастворным, определяет чистоту и сухость вторичного пара, выходящего из выпарного аппарата. Унос вместе с паром жидкости, содержащей концентрируемый продукт, загрязняет конденсат этого пара и тем самым накладывает ограничения на его использование для питания паровых котлов и для обогрева в теплообменных аппаратах. Унос уменьшает выход готового продукта и тем самым увеличивает его стоимость.

Методы борьбы с уносом определяются склонностью раствора к пенообразованию. Растворы, отличающиеся малым коэффициентом поверхностного натяжения σ и высокой вязкостью μ , склонны к пенообразованию, т. е. образуют тонкие и стойкие пленки вокруг паровых пузырей. Образующаяся пена заполняет все пространство аппарата и сепаратора и выносится с паром из выпарного аппарата на поверхности других теплообменников или в конденсатор. Ни увеличение парового объема, ни ме-

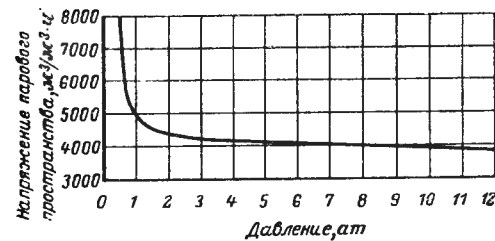


Рис. 3-11. Зависимость напряжения парового пространства от давления.

ханические препятствия не дают должного эффекта по устранению уноса при упаривании пенообразующих растворов. Только добавками растительного масла, керосина и других веществ, повышающих поверхностное натяжение и снижающих вязкость, можно ослабить пенообразование раствора.

Кристаллизующиеся растворы не склонны к вспениванию, однако и при их упаривании происходит унос мелких капель вследствие больших скоростей пара.

Величина уноса, возрастающая с повышением производительности выпарного аппарата, характеризуется объемным напряжением парового пространства, т. е. количеством образующегося пара в $\text{м}^3/\text{ч}$ на 1 м^3 парового пространства. Наибольшее его значение, при котором пар может быть достаточно сухим, называется предельным напряжением парового пространства. Предельное напряжение парового пространства сильно снижается с повышением давления и зависит от уровня кипящей жидкости над поверхностью нагрева, высоты парового объема, свойств жидкости и других факторов. Зависимость предельного напряжения от давления для кипения воды показана на рис. 3-11. К сожалению, надежных данных для кипения растворов до сих пор нет. Учитывая легкую вспениваемость некоторых растворов, принимают приближенно предельное напряжение парового пространства в выпарных аппаратах R'_v равным $0,7-0,8$ от R_v для воды. При давлении в 1 ат $R'_v = 1600-1700 \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{ч}$. Для аппаратов с давлением, отличным от атмосферного, — в пределах от $0,86$ до 16 ат — для выбора коэффициента φ можно пользоваться

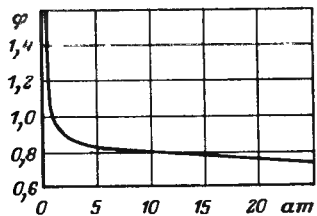


Рис. 3-12. Зависимость коэффициента φ от давления в выпарном аппарате.

формулой

$$R_v^* = \varphi R_v' \quad (3-62)$$

и графиком рис. 3-12.

Между степенью уноса и напряжением зеркала испарения R_s имеется определенная зависимость. Повышение R_s сверх определенной величины вызывает усиление образования брызг.

Нормальным для выпарных

аппаратов считается $R_s = 1\,500 - 3\,000 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Скорость вторичного пара в паровом пространстве должна быть в пределах $2 - 4 \text{ м/сек}$ при атмосферном давлении и может быть равной $6 - 8 \text{ м/сек}$ при давлении $0,1 \text{ ат}$. Из условий траектории полета капель высота парового пространства H_v принимается равной не менее $1,5 \text{ м}$.

Для выпарного аппарата производительностью W , кг/ч, объем парового пространства может быть определен по формуле

$$V = \frac{W}{R_v^* \gamma_n}, \text{ м}^3. \quad (3-63)$$

Высота парового пространства

$$H_v = \frac{4V}{\pi D_a^2} \cdot 1,5 \text{ м}. \quad (3-64)$$

Для пенящихся растворов высота H_v принимается равной $2,5 - 3 \text{ м}$.

Сечение аппарата может быть определено исходя из предельного напряжения зеркала испарения

$$S = \frac{W}{\gamma_n R_s} = \frac{\pi D_a^2}{4}, \text{ м}^2, \quad (3-65)$$

или диаметр корпуса выпарного аппарата

$$D_a = \sqrt{\frac{4V}{\pi H_v}}, \text{ м}. \quad (3-66)$$

Для удобства эксплуатации паровое пространство выпарного аппарата оборудуют обычно такими средствами, как перфорированная трубка для сбивания пены струей

воды или слабого раствора, люк или лаз, смотровые стекла, предохранительный клапан, манометр или мановакууметр; кроме того, ставят штуцера для продувки воздуха (при пуске) и для вывода неконденсирующихся газов из греющей камеры.

Сепараторы. Даже при оптимальных условиях работы свободное пространство выпарного аппарата не устраняет полностью уноса брызг. При работе же с повышенной производительностью или с пенообразующими растворами габариты сепарирующего пространства аппарата потребовались бы чрезмерно большими. Вместо увеличения объема аппарата предпочитают устанавливать специальные сепараторы, встроенные в корпус или вынесенные за его пределы. Кроме малых веса и габаритов, сепараторы должны отличаться малым гидравлическим сопротивлением, хорошо улавливать брызги, непрерывно отводить влагу и не засоряться. Принцип работы сепараторов основан на таких эффектах, как сила земного притяжения (инерционные сепараторы), центробежная сила (циклонные) или контактное взаимодействие (пленочные или поверхностные). В применяемых конструкциях используются, как правило, два или все названные эффекты. На рис. 8-5 показаны сепараторы и брызгоотделители, устанавливаемые в выпарных аппаратах.

Для большей эффективности улавливания брызг в инерционных сепараторах изменение направления движения пара сопровождается внезапным изменением скорости струи в 10 раз и более, благодаря чему достигается уменьшение силы, увлекающей капли, и, следовательно, более полное разделение паровой и жидкой фаз. Скорость пара при входе в сепаратор должна быть не менее $8 - 15 \text{ м/сек}$, а отношение диаметра входной трубы к диаметру корпуса сепаратора должно составлять $3,5 - 4$.

В циклонных сепараторах капли жидкости отбрасываются центробежной силой к периферии, прилипают к стенкам и стекают вниз. Сепараторы хорошо работают при больших скоростях пара (до 25 м/сек), однако имеют большое гидравлическое сопротивление. Пленочные сепараторы, отличающиеся малым гидравлическим сопротивлением, рассчитываются на работу с малыми скоростями пара.

Во время прохождения пара брызги прилипают к стенкам сепаратора или к специально помещенной внут-

при него насадке и стекают вниз. Поверхностные сепараторы с насадкой наиболее компактны и эффективны как по улавливанию влаги, так и по величине гидравлического сопротивления. Однако они могут применяться только при упаривании чистых и маловязких жидкостей.

3-6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТРЕХСТУПЕНЧАТОЙ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ¹

Рассчитать трехступенчатую выпарную установку непрерывного действия для концентрирования 5 т/ч 12%-ного водного раствора NaNO_3 . Конечная концентрация раствора $b_k = 40\%$. Схема выпарки — прямоточная. Раствор поступает на выпарку подогретым до температуры кипения. Давление греющего пара $p = 4 \text{ ат}$, $t = 143^\circ \text{С}$. Вакуум в барометрическом конденсаторе 0,8 ат.

Решение. Составляем схему установки и по ходу решения наносим на нее расчетные данные (рис. 3-13).

1. Количество воды, выпариваемой в трех ступенях установки:

$$W = \frac{5000}{3600} \left(1 - \frac{12}{40} \right) = 0,97 \text{ кг/сек} = 3500 \text{ кг/ч}.$$

2. Распределение нагрузки по ступеням. Сделаем это распределение на основании практических данных. Примем следующее соотношение массовых количеств выпариваемой воды (по ступеням):

$$\text{I : II : III} = 1,0 : 1,1 : 1,2.$$

Следовательно, количество выпариваемой воды:

в I корпусе (ступени)

$$W_I = \frac{3500 \cdot 1}{3600(1 + 1,1 + 1,2)} = 0,295 \text{ кг/сек} = 1060 \text{ кг/ч};$$

во II корпусе (ступени)

$$W_{II} = \frac{3500 \cdot 1,1}{3600 \cdot 3,3} = 0,324 \text{ кг/сек} = 1167 \text{ кг/ч};$$

в III корпусе (ступени)

$$W_{III} = \frac{3500 \cdot 1,2}{3600 \cdot 3,3} = 0,351 \text{ кг/сек} = 1273 \text{ кг/ч};$$

$$\text{Итого } W = 0,97 \text{ кг/сек} = 3500 \text{ кг/ч}.$$

3. Расчет концентраций раствора по корпусам. Начальная концентрация раствора $b_n = 12\%$ (по заданию). Из I корпуса во II корпус переходит раствор:

$$G_I = G_n - W_I = \frac{5 \cdot 1000}{3600} - 0,295 = 1,09 \text{ кг/сек} = 3940 \text{ кг/ч}.$$

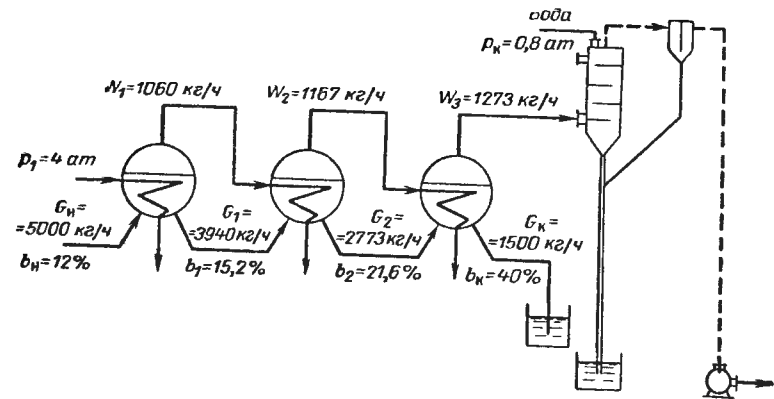


Рис. 3-13. Схема к примеру расчета трехступенчатой выпарной установки.

Очевидно, что конечная концентрация раствора для I корпуса равна начальной для II корпуса:

$$b_I = \frac{G_n b_n}{G_n - W_I} = \frac{1,39 \cdot 12}{1,39 - 0,295} = 15,2\%.$$

Из II корпуса в III корпус переходит раствора:

$G_2 = G_n - W_I - W_{II} = 1,39 - 0,295 - 0,324 = 0,77 \text{ кг/сек} = 2773 \text{ кг/ч}$ с концентрацией

$$b_2 = \frac{1,39 \cdot 12}{0,771} = 21,6\%.$$

Из III корпуса выходит раствора:

$G_k = G_n - W = 1,39 - 0,97 = 0,42 \text{ кг/сек} = 1500 \text{ кг/ч}$ с концентрацией

$$b_k = \frac{1,39 \cdot 12}{0,42} = 40\%,$$

что соответствует заданию.

4. Распределение перепада давлений по ступеням. Разность между давлением греющего пара (из котельной) и давлением сокового (вторичного) пара в барометрическом конденсаторе

$$\Delta p = 4 - 0,2 = 3,8 \text{ ат}.$$

Распределим предварительно перепад давлений между корпусами поровну, т. е. на каждый корпус примем:

$$\Delta p_{I,II,III} = \frac{3,8}{3} = 1,27 \text{ ат}.$$

¹ Пример составлен по [Л. 61].

Тогда значения абсолютного давления по корпусам будут:

В III корпусе . . . $p_3=0,2$ ат (задано)
 Во II корпусе . . . $p_2=0,2+1,27=1,47$ ат
 В I корпусе . . . $p_1=1,47+1,27=2,74$ ат

Давление греющего пара

$$p = 2,74 + 1,27 \approx 4 \text{ ат.}$$

По паровым таблицам находим температуру насыщенных паров воды и теплоту парообразования для принятых давлений в корпусах:

	Температура насыщенного пара, °C	Теплота парообразования, ккал/кг
В I корпусе . . .	130	$r_1=520$
Во II корпусе . . .	110	$r_2=533$
В III корпусе . . .	60	$r_3=563$
Пар из котельной	143	$r_k=511$

Эти температуры насыщенного пара и будут температурами вторичных паров по корпусам (температурами конденсации).

5. Расчет температурных потерь по корпусам. Потери:

а) от температурной депрессии Δ_1 . В справочных таблицах находим температуру кипения раствора NaNO_3 при атмосферном давлении:

	Концентрация NaNO_3 , %	Температура кипения, °C	Депрессия, град
В I корпусе . . .	15,2	~102	2
Во II корпусе . . .	21,6	103	3
В III корпусе . . .	40,0	107	7

В целях упрощения расчета не уточняем температурную депрессию (в связи с тем, что давление в корпусах отличается от атмосферного), так как зависимость температуры кипения раствора от температуры кипения растворителя линейна. Следовательно, по трем корпусам

$$\Delta_1 = 2 + 3 + 7 = 12^\circ \text{C};$$

б) от гидростатического эффекта Δ_2 . Принимаем расстояние от верхнего уровня жидкости в аппарате до середины омываемой жидкостью поверхности нагрева ($H_{\text{ср}}$) равным 0,4 м. Находим плотности растворов при 100°C (по справочнику технической энциклопедии):

	Концентрация NaNO_3 , %	Плотность, кг/м³
В I корпусе . . .	15,2	1 056
Во II корпусе . . .	21,6	1 102
В III корпусе . . .	40,0	1 255

Следовательно, повышение гидростатического давления в первом корпусе составляет:

$$\Delta p = 0,4 \cdot 1 056 \cdot 9,81 = 4 144 \text{ н/м}^2, \text{ т. е. } 0,0422 \text{ ат,}$$

т. е. давление в среднем слое

$$p_{\text{ср}} = p_1 + \Delta p = 2,74 + 0,0422 = 2,7822 = 2,78 \text{ ат.}$$

Температура кипения воды при давлении p_1 равна $130,93^\circ \text{C}$, при $p_{\text{ср}} = 131,52^\circ \text{C}$. Тогда

$$\Delta_{21} = t_{\text{ср}} - t_1 = 131,52 - 130,93 = 0,59 \text{ град.}$$

В результате аналогичного расчета находим температурные потери от гидростатического эффекта:

Во II корпусе 0,96 град
 В III корпусе 5,32 град

По трем корпусам сумма гидростатических эффектов составит:

$$\Delta_2 = 0,59 + 0,95 + 5,32 = 6,87;$$

в) от гидравлических сопротивлений Δ_3 . Потерю разности температур на каждом интервале между корпусами принимаем в 1 град. Интервалов всего три (I—II, II—III и III — конденсатор), следовательно:

$$\Delta_3 = 3 \cdot 1 = 3 \text{ град.}$$

Сумма всех потерь разности температур для батарей в целом составит:

$$\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 12 + 6,87 + 3 = 21,87 \text{ град.}$$

6. Полезная разность температур. Общая разность температур равна $143 - 60 = 83 \text{ град}$, следовательно, полезная разность температур

$$\Delta t_{\text{пол}} = 83 - 21,87 = 61,13 \text{ град.}$$

7. Определение температур кипения растворов в корпусах. Воспользуемся уравнением

$$t_{\text{кип}} = t_{\text{втор.пара}} + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3.$$

Тогда:

в III корпусе . . . $t_3 = 60 + 7 + 5,32 + 1 \approx 73^\circ \text{C}$
 во II корпусе . . . $t_2 = 110 + 3 + 0,96 + 1 \approx 115^\circ \text{C}$
 в I корпусе . . . $t_1 = 130 + 2 + 0,59 + 1 \approx 134^\circ \text{C}$

8. Расчет коэффициентов теплопередачи по корпусам. По найденным температурам кипения и концентрациям растворов в корпусах подбираем в справочниках расчетные константы — физические характеристики растворов: плотность, теплопроводность, теплоемкость и вязкость. Далее задаемся диаметром труб (обычно 25—50 мм) и их длиной (в зависимости от типа выпарного аппарата, например 1,25—1,5 м).

По этим данным рассчитываем коэффициенты теплоотдачи для конденсирующегося пара и кипящего раствора и коэффициент теплопередачи. При этом следует учесть толщину слоя накипи порядка 0,5 мм.

На основании этих предварительных расчетов примем:

ккал/м²·ч·град

для I корпуса . . . $k_1 = 1 570$
 для II корпуса . . . $k_2 = 850$
 для III корпуса . . . $k_3 = 500$

Ориентировочное соотношение коэффициентов теплопередачи по корпусам при выпаривании водных растворов солей $k_1:k_2:k_3=1:0,58:0,34$.

9. Составление тепловых балансов по корпусам (без учета тепловых потерь). По условию раствор подается на выпарку подогретым до температуры кипения. Тогда расход тепла в I корпусе

$$Q_I = W_{II}r_1 = 1\,060 \cdot 520 = 552\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Раствор приходит во II корпус перегретым, и, следовательно, в баланс слагаемое $Q_{\text{нагр}}$ отрицательно (теплота самоиспарения) и расход тепла

$$Q_{II} = W_{II}r_2 - G_1c_1(\theta_1 - \theta_2) = 1\,167 \cdot 533 - 3\,940 \cdot 0,848(134 - 115) = 557\,100 \text{ ккал/ч,}$$

$$\text{где } c_1 = c_{\text{воды}} - \frac{b_1}{100} = 1 - \frac{15,2}{100} = 0,848 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.}$$

Как было найдено выше, это количество тепла даст вторичный пар I корпуса при конденсации (расхождение меньше 1%).

Расход тепла в III корпусе

$$Q_{III} = W_{III}r_3 - G_2c_2(\theta_2 - \theta_3) = 1\,273 \cdot 563 - 2\,773 \cdot 0,784(115 - 73) = 621\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Вторичный пар II корпуса даст тепла при конденсации (приход тепла):

$$Q'_{III} = W_{II}r_2 = 1\,167 \cdot 533 = 622\,000 \text{ ккал/ч.}$$

10. Расход греющего пара в I корпусе

$$D = \frac{Q_I}{r_{\text{кп}}} = \frac{552\,000}{511 \cdot 0,98} = 1\,092 \text{ кг/ч.}$$

Удельный расход пара

$$d = \frac{1\,092}{3\,500} = 0,338 \text{ кг/кг.}$$

11. Распределение полезной разности температур по корпусам. Проведем это распределение в двух вариантах: из условия минимальной общей поверхности и из условия равной поверхности корпусов,

т. е. пропорционально $\sqrt{Q/k}$ и пропорционально Q/k .

Найдем факторы пропорциональности:

Корпус	Отношение Q/k	$\sqrt{Q/k}$
I	$\frac{643\,000}{1\,705} = \frac{552\,000}{1\,570} = 376 \text{ или } 0,376$	0,612
II	$\frac{647\,000}{986} = \frac{557\,000}{850} = 656 \text{ или } 0,656$	0,809
III	$\frac{722\,000}{580} = \frac{620\,000}{500} = 1\,242 \text{ или } 1,242$	1,114

$$\Sigma Q/k = 2,274 \quad \Sigma \sqrt{Q/k} = 2,535$$

Полезные разности температур по корпусам, град:

Вариант минимальной общей поверхности	Вариант равной поверхности корпусов
$\left(\Delta t_i = \frac{\Delta t_{\text{пол}} \sqrt{\frac{Q_i}{k_i}}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{Q_i}{k_i}}} \right)$	$\left(\Delta t_i = \frac{\Delta t_{\text{пол}} \frac{Q_i}{k_i}}{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i}} \right)$
$\Delta t_1 = \frac{61,13 \cdot 0,612}{2,535} = 14,8$	$\Delta t_1 = \frac{61,13 \cdot 0,376}{2,274} = 10,1$
$\Delta t_2 = \frac{61,13 \cdot 0,809}{2,535} = 19,5$	$\Delta t_2 = \frac{61,13 \cdot 0,656}{2,274} = 17,6$
$\Delta t_3 = \frac{61,13 \cdot 1,114}{2,535} = 26,8$	$\Delta t_3 = \frac{61,13 \cdot 1,242}{2,274} = 33,4$
Проверка $\Sigma \Delta t = 61,1$	Проверка $\Sigma \Delta t = 61,1$

12. Определение поверхности нагрева, м^2 :

Вариант минимальной общей поверхности	Вариант равной поверхности корпусов
$F_1 = \frac{643\,000}{1\,705 \cdot 14,8} = \frac{552\,000}{1\,570 \cdot 14,8} = 25,3$	$F_1 = \frac{643\,000}{1\,705 \cdot 10,1} = \frac{552\,000}{1\,570 \cdot 10,1} = 37,2$
$F_2 = \frac{647\,000}{986 \cdot 19,5} = \frac{557\,000}{850 \cdot 19,5} = 33,6$	$F_2 = \frac{647\,000}{986 \cdot 17,6} = \frac{557\,000}{850 \cdot 17,6} = 37,2$
$F_3 = \frac{722\,000}{580 \cdot 26,8} = \frac{620\,000}{500 \cdot 26,8} = 46,5$	$F_3 = \frac{722\,000}{580 \cdot 33,4} = \frac{620\,000}{500 \cdot 33,4} = 37,2$
$\Sigma F = 105,4$	$\Sigma F = 111,6$

Следовательно, при расчете на равную поверхность корпусов общая поверхность нагрева получается большей только на 6%. Принимаем поэтому вариант равной поверхности корпусов, обеспечивающий единственность оборудования.

Проверим температуру вторичных паров и давление по корпусам.

Корпус	Температура кипения, °С	Температура вторичного пара (температура конденсации), °С	Давление $P_{абс}$	
			н/м^2	ат
I	143,0—10,1=132,9	132,9—3,59=129,3	$265,0 \cdot 10^3$	2,7
II	129,3—17,6=111,7	111,7—4,96=106,7	$128,5 \cdot 10^3$	1,31
III	106,7—33,4=73,3	73,3—13,32=60	$19,6 \cdot 10^3$	0,2

После этого необходимо, исходя из найденных поверхностей корпусов, произвести уточненный расчет установки, в котором следует учесть потери тепла в окружающую среду и несколько изменившееся распределение температур по корпусам.

Далее проектирование выпарной установки ведут в общем порядке, как это указано в последовательности расчета рекуперативных теплообменников (см. гл. I). Рассчитывают и подбирают по каталогам теплообменники, емкости и другое оборудование; производят в установленном порядке гидравлический расчет системы и расчеты на прочность элементов аппаратов; проектируют тепловую изоляцию и разрабатывают системы КИП и автоматики.

3-7. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С ПОГРУЖНЫМИ ГОРЕЛКАМИ

Назначение и принцип работы выпарной установки

Развитие химической промышленности способствует росту производства и потребления веществ с резко выраженными агрессивными свойствами: серной, соляной, фосфорной и других кислот, а также растворов хлористого магния, хлористого кальция, сульфата аммония, медного и железного купоросов и других солей. Производство многих из них связано с процессом выпаривания. Для удлинения срока службы оборудования поверхность аппаратов, контактирующую с такими веществами при концентрировании, изготавливают из легированных сталей или из дорогостоящих и дефицитных цветных металлов и сплавов. Вместе с тем выпарные установки, работающие по принципу рекуперативного подогрева, потребляют большое количество водяного пара, что приводит к необходимости сооружения мощных парокотельных установок.

В последнее время химическая промышленность пополнилась выпарными установками нового типа, работающими по принципу непосредственного соприкосновения выпариваемого раствора с продуктами сгорания

топлива, — установками с погружными горелками. С их помощью можно производить выпаривание агрессивных растворов солей и концентрирование минеральных и органических кислот без нагревательных элементов, так как носителем тепла в таких аппаратах служат дымовые газы из погруженной в упариваемую жидкость горелки, работающей на газообразном или жидком топливе.

Во избежание коррозии корпуса таких аппаратов изготавливают из углеродистой стали и внутри футеруют кислотоупорными материалами. Погружные горелки и другие внутренние элементы аппарата — вытяжные трубы, сепараторы и сливные трубы — изготавливают из легированной стали и других коррозионностойких материалов.

Аппараты с погружными горелками для выпаривания агрессивных растворов являются единственно возможным уникальным оборудованием, пригодным для обеспечения бесперебойного и непрерывного ведения процесса. Первыми представителями устройств с прямым контактом упариваемой жидкости и продуктов сгорания были аппараты Кесслера, Гайяра и Хемико. Однако потери тепла с дымовыми газами были в них велики и к. п. д. низким, так как горячие газы имели в них малый контакт с жидкостью. В СССР исследованием выпарных аппаратов с погружными горелками занимались К. Ф. Павлов и Б. И. Копылов, А. С. Лукьянчиков, П. Г. Удыма [Л. 88].

Выпарные аппараты с погружными горелками работают по принципу барботажа мельчайших газовых пузырьков в жидкости, обеспечивающего большую поверхность соприкосновения фаз, хорошее перемешивание и эффективный тепло- и массообмен между греющим газом и упариваемым раствором. Коэффициент использования теплоты сгорания топлива при выпаривании в аппаратах с погружными горелками достигает 90—95%.

Технологическая схема

Технологическая схема выпарной установки с погружным горением показана на рис. 3-14. Газообразное топливо подается газодувкой 1 через ресивер 2 в смесительную камеру погружной горелки 6, установленной на крышке аппарата; туда же воздушным компрессором 3

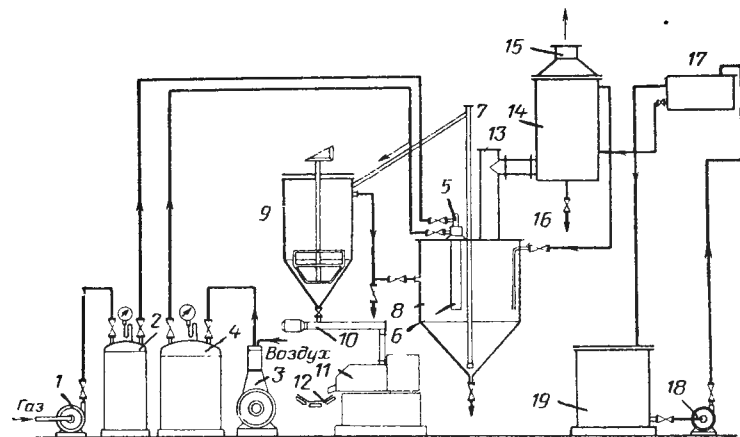


Рис. 3-14. Схема выпарной установки с погружными горелками.

1 — компрессор; 2 — ресивер для газа; 3 — компрессор для воздуха; 4 — ресивер для воздуха; 5 — регулирующие вентили; 6 — погружная горелка; 7 — эрлифтное устройство; 8 — выпарной аппарат; 9 — отстойник; 10 — шнековый питатель; 11 — центрифуга; 12 — ленточный транспортер; 13 — взрывная мембрана; 14 — теплообменник-конденсатор; 15 — вытяжная труба; 16 — регулировочный вентиль для подачи раствора; 17 — расходный бачок; 18 — перекачной центробежный насос; 19 — сборник раствора.

нагнетается воздух. Состав смеси газа с воздухом регулируется вручную или автоматически вентилями 5 с таким расчетом, чтобы сгорание топлива было полным и не образовывалась взрывоопасная смесь. Горючая смесь поступает в погружную горелку 6, конец которой опущен ниже уровня зеркала испарения раствора, и сгорает, а образующиеся продукты сгорания в виде газовых пузырей вырываются из-под нижнего края горелки, барботируют через слой раствора и передают свое тепло через стенку пузырей жидкости. Жидкость нагревается и частично испаряется в пространство пузырей. Пузыри, увеличиваясь в объеме, стремительно всплывают, прорываются через межфазную поверхность, лопаются и выделяют парогазовую смесь в надрастворное пространство. Эта смесь отводится в теплообменник-конденсатор 14, где охлаждается исходным раствором, поступающим на выпарку из расходного бачка 17. Образующийся конденсат выводится через нижний патрубок, а вытяжные неконденсирующиеся газы выбрасываются через вытяж-

ную трубу 15 в атмосферу. Раствор подают в аппарат через вентиль 16 с таким расчетом, чтобы поддерживать оптимальный уровень затопления горелки.

Упаренный раствор вместе с осевшими твердыми частицами удаляют специальным эрлифтным устройством 7* в отстойник 9. Из отстойника избыток осветленной жидкости поступает через боковой слив в виде готового продукта на склад или для дальнейшей переработки, а кристаллическая соль через нижний патрубок и шнековый питатель 10 передается в центрифугу, а затем ленточным транспортером 12 подается на склад.

Для бесперебойной подачи раствора в аппарат расходный бачок 17 заливается с помощью перекачного центробежного насоса 18 и сливной емкости — сборника раствора 19.

Выпарной аппарат с погружными горелками

Выпарной аппарат представляет собой стальной сварной корпус 1 цилиндрической или прямоугольной формы с конусным или пирамидальным днищем и плоской верхней крышкой 2 (рис. 3-15). На крышке установлены одна или несколько погружных горелок 3 и сборник парогазовой смеси 5 с сепаратором. Сверху сборника или на его боковых стенках расположены взрывная мембрана 8 и люк для осмотра аппарата. На боковых стенках установлены патрубок 7 для подвода в аппарат упариваемого раствора и сливная труба регулятора уровня 6, внизу — керамическая вставка для спускного патрубка 9. Металлические стенки аппарата футерованы внутри кислотоупорным кирпичом по свинцу или по гуммировке.

Одна из конструкций погружных горелок схематически представлена на рис. 3-16. Корпус камеры сгорания 1 и крышка 3 изготовлены из кислотоупорного чугуна и соединены болтами. В корпус горелки вставлена огнеупорная футеровка 2. В крышке закреплены труба — камера смешения 7 с перфорированной трубкой 8 для подачи воздуха — и электронисковая свеча 4 для зажигания газовой смеси. Свеча работает только при пуске аппарата в течение 1—2 мин, а затем выключается, так как дальнейшее горение газовой смеси поддер-

* Принцип действия и расчет эрлифта см. в гл. 8.

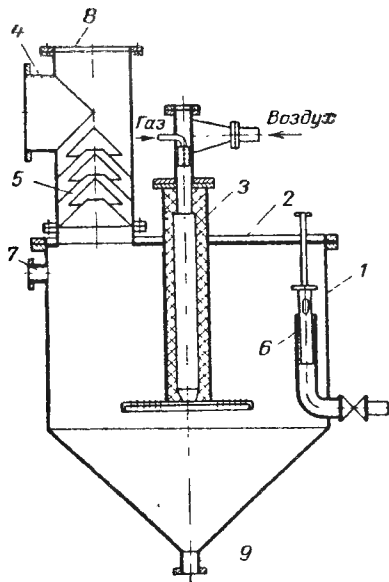


Рис. 3-15. Схема конструкции выпарного аппарата с погружной горелкой.

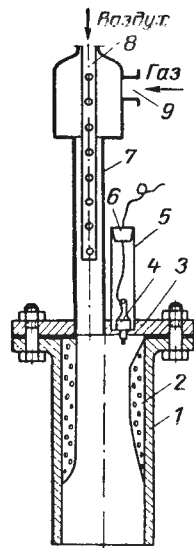


Рис. 3-16. Погружная горелка туннельного типа с электроискровым зажиганием.

1 — корпус камеры сгорания; 2 — огнеупорная футеровка; 3 — крышка; 4 — электроискровая свеча; 5 — трубка; 6 — пробка; 7 — камера смешения; 8 — перфорированные трубки для воздуха; 9 — ввод газа.

живается накаливаемой футеровкой 2. Погружная горелка является ответственным узлом выпарного аппарата и должна отвечать таким требованиям, как обеспечение полноты сгорания топлива, хорошее смешение газа с воздухом, устойчивость пламени, удобство регулирования режима сгорания, высокая огневая стойкость и удобство ремонта.

Последовательность расчета выпарных аппаратов с погружными горелками

Расчет выпарных аппаратов с погружными горелками теоретически пока не разработан. В качестве первого приближения можно рекомендовать методику, предложенную П. Г. Удымой [Л. 88]. Целью предлагаемого

расчета является определение объема и диаметра аппарата и глубины погружения горелки.

Без учета потерь тепла в окружающую среду основные тепловые потоки в выпарном аппарате можно выразить так:

$Q'_r = V_r c_r t_r$ — тепло продуктов сгорания топлива;
 $Q_{н.р} = G c_p t_{п.г}$ — тепло, вносимое начальным неконцентрированным раствором;
 $Q''_r = V_r c_r t_{п.г}$ — тепло, уходящее из аппарата с выхлопными газами;
 $Q_{п.г} = W i''_{п.г}$ — тепло, затрачиваемое на выпаривание влаги;
 $Q_t = (G - W) c_p t_p$ — тепло, уходящее из аппарата с товарным продуктом.

Должно быть равенство входящих и выходящих тепловых потоков

$$Q'_r + Q_{н.р} = Q''_r + Q_{п.г} + Q_t \quad (3-67)$$

или

$$Q'_r - Q''_r = Q_t + Q_{п.г} - Q_{н.р} \quad (3-68)$$

После некоторых замен и преобразований уравнение теплового баланса выпарного аппарата можно представить в виде

$$V_r c_r (t_r - t_{п.г}) = W (i - c_p t_p) + G c_p (t_p - t_{п.г}), \quad (3-69)$$

где V_r — количество дымовых газов, поступающих из погружной горелки, $м^3/ч$; c_r — средняя теплоемкость дымовых газов, $ккал/кг$; t_r — температура дымовых газов, $^{\circ}C$; $t_{п.г}$ — температура парогазовой смеси, уходящей из аппарата, $^{\circ}C$; W — количество водяного пара, выделившегося из раствора, $кг/ч$; i — энтальпия парогазовой смеси, $ккал/кг$, $i = 0,24 t_{п.г} + d (595 + 0,47 t_{п.г})$; d — влагосодержание дымовых газов, $кг/кг$ сухих газов.

Влагосодержание d определяется из соотношения

$$d = \frac{G_{п.г}}{G_r} = \frac{R_r}{R_{п.г}} \frac{p_{п.г}}{p_r} = \frac{26,3}{47,06} \frac{p_{п.г}}{p_r} = 0,56 \frac{p_{п.г}}{p_r},$$

где $G_{п.г}$ и G_r — весовые количества пара и сухих дымовых газов в объеме смеси при температуре T , $^{\circ}K$; $R_{п.г} = 47,06$ — газовая постоянная водяного пара; $R_r = 26,3$ — газовая постоянная дымовых газов; $i''_{п.г}$ — энтальпия образующегося пара, $ккал/кг$:

$$i''_{п.г} = i_{п.г} + c_{п.г} (t_{п.г} - t_{п.г});$$

$i_{\text{п}}$ — энтальпия насыщения пара, ккал/кг; $i_{\text{п}} = 595 + 0,47 t_{\text{п.г}}$; $t_{\text{п}}$ — температура насыщенного пара при его парциальном давлении в газовой смеси, °C; $c_{\text{п}}$ — теплоемкость перегретого пара, ккал/кг·град; G — количество раствора, поступающего на выпаривание, кг/ч; $c_{\text{р}}$ — средняя теплоемкость раствора, ккал/кг·град; $t_{\text{р}}$ — температура концентрированного раствора в аппарате, °C; $t_{\text{н.р}}$ — начальная температура раствора при его поступлении на выпаривание, °C.

Ниже излагается последовательность приближенного расчета выпарного аппарата с погружными горелками.

1. Количество тепла, отданное топливом, представляет собой тепловую нагрузку погружной горелки $Q_{\text{г}}$:

$$Q_{\text{г}} = V_{\text{г}} c_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{п.г}}) = W (i - c_{\text{р}} t_{\text{р}}) + G c_{\text{р}} (t_{\text{р}} - t_{\text{н}}). \quad (3-70)$$

2. Из опыта известно, что при полном барботажном теплообмене температура парогазовой смеси не превышает температуры раствора более чем на 2—5° C, т. е. $t_{\text{п.г}} = t_{\text{р}} + (2-5)$, а влагосодержание парогазовой смеси $d \approx 0,70$ кг/кг сух. газа.

3. С учетом тепловых потерь в окружающую среду тепловая нагрузка погружной горелки должна быть принята равной

$$Q'_{\text{г}} = 1,02 Q_{\text{г}}. \quad (3-71)$$

4. Расход топлива (например, природного газа) составит:

$$V_{\text{г}} = \frac{Q'_{\text{г}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}. \quad (3-72)$$

5. Расход воздуха для горения топлива при коэффициенте избытка α будет равен:

$$V_{\text{в}} = V_{\text{в}}^0 \alpha V_{\text{г}}, \quad (3-73)$$

где $\alpha = 1,1$; $V_{\text{в}}^0$ — теоретический расход воздуха для сжигания топлива данного вида, определяемый по

справочным таблицам или по формулам:

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0476 \left[0,5 \text{CO} + 0,5 \text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 + 1,5 \text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - \text{O}_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (3-74)$$

для газообразных топлив или

$$V_{\text{в}}^0 = 0,0899 (C^{\text{р}} + 0,375 S_{\text{ор+к}}^{\text{р}}) + 0,265 \text{H}^{\text{р}} - 0,0333 \text{O}^{\text{р}}, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (3-75)$$

для жидких и твердых топлив.

6. По известным формулам материального баланса процесса горения топлива

$$V_{\text{д.г}}^{\text{уд}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1) V_{\text{в}}^0, \text{ м}^3/\text{кг}, \quad (3-76)$$

или по справочным таблицам определяют удельный объем продуктов сгорания $V_{\text{д.г}}^{\text{уд}}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$ или $\text{м}^3/\text{кг}$.

7. Температуру сжигания газа в горелке с учетом 10% потерь тепла в окружающую среду (в раствор) определяют по формуле

$$t_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} - 0,1 Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{(1 + V_{\text{д.г}}^{\text{уд}}) c_{\text{г}}}. \quad (3-77)$$

8. Объемный расход дымовых газов на выходе из сопла погружной горелки составит:

$$V_{\text{д.г}}^{\text{т}} = V_{\text{д.г}} \frac{273 + t_{\text{г}}}{273 + t_{\text{р}}}. \quad (3-78)$$

9. Скорость газа в камере сгорания погружной горелки выразится как

$$\omega = \frac{V_{\text{д.г}}^{\text{т}}}{3600 \cdot 0,875 d_{\text{к}}^2}, \quad (3-79)$$

где $d_{\text{к}}$ — диаметр камеры сгорания горелки, м.

Скорость газа в камере сгорания должна быть в 10—15 раз больше скорости распространения пламени $\omega_{\text{р.пл}}$ при горении топлива. По данным В. А. Михельсона максимальная скорость распространения пламени $\omega_{\text{р.пл}}$ для

различных газообразных топлив равна:

Вид топлива	Скорость распространения пламени $\omega_{р.пл}$, м/сек	Вид топлива	Скорость распространения пламени $\omega_{р.пл}$, м/сек
Генераторный газ	0,25	Городской сме-	
Метан	0,35	шанный газ . . .	0,80
Окись углерода .	0,36	Ацетилен	1,30
Этилен	0,62	Водяной газ . . .	1,70
Коксовый газ . .	0,65	Водород	2,65

10. Из формулы (3-79) диаметр камеры сгорания будет равен:

$$d_k = \sqrt{\frac{V_{д.г}^t}{3600 \cdot 0,875 (10 \omega_{р.пл})}} \quad (3-80)$$

11. Определяют скорость истечения газа $\omega_{ист}$ из горелки. Если диаметр устья горелки $d_{ист}$ меньше диаметра камеры сгорания d_k , то для расчета скорости истечения берут меньший диаметр

$$\omega_{ист} = \frac{V_{д.г}^t}{3600 \cdot 0,875 d_{ист}^2} \quad (3-81)$$

12. Для ориентировочной оценки диаметра аппарата D и для расчета глубины погружения горелки необходимо знать число $Re_{ист}$ режима истечения газов из устья погружной горелки:

$$Re_{ист} = \frac{\omega_{ист} d_{ист}}{\nu_r} \quad (3-82)$$

где ν_r — кинематическая вязкость газов при температуре сжигания t_r .

13. Диаметр аппарата может быть равен диаметру потока газовых пузырей D_0 , поднимающихся из горелки, или близок к нему. При установке трех и более горелок диаметр аппарата D должен быть таким, чтобы все потоки газовых пузырей на выходе к поверхности вписывались в контур сечения аппарата. Для ориентировочного расчета можно принимать диаметр аппарата на одну погружную горелку по следующим данным, полученным как среднее значение обработки конструктивных данных и гидродинамики истечения парогазовых потоков для аппаратов с погружными горелками фирм Кортинг и Фишер:

$Re_{ист}$	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
$D, мм$	450	900	1300	1700	1850	2000

14. Оптимальная глубина погружения горелки может быть определена по уравнению, полученному на основании экспериментальных исследований, П. Г. Удымы:

$$h_{опт} = \frac{85 D \left(\frac{D}{d_{ист}} \right)^2}{Re_{ист}} \quad (3-83)$$

15. Средний объемный расход дымовых газов, участвующих в барботаже, может быть определен как

$$V_{д.г}^{ср} = \frac{V_{д.г}^{t_p} + V_{д.г}^t}{2} \quad (3-84)$$

где $V_{д.г}^{ср}$ — объем дымовых газов при температуре парогазовой смеси на выходе из раствора $[t_p + (2-5)]$ или при t_p .

16. Скорость дымовых газов, приведенная к поперечному сечению выпарного аппарата,

$$\omega_a = \frac{V_{д.г}^{ср}}{3600 \cdot 0,875 D^2} \quad (3-85)$$

17. Режим барботажа жидкости для газового потока определяется числом Re_r :

$$Re_r = \frac{\omega_a D}{\nu_r'} \quad (3-86)$$

где ν_r' — кинематическая вязкость газа при температуре раствора t_p .

18. Критерий теплового напряжения для выпарного аппарата определяют по формуле

$$Pi_q = \frac{q D^2}{\lambda_r \Delta t_{ср}} = 0,01 Re_r^{1,25} \left(\frac{h}{D} \right)^{0,25} \quad (3-87)$$

19. Удельное объемное тепловое напряжение при выпаривании раствора определяют по уравнению

$$q = \frac{Pi_q \Delta t_{ср} \lambda_r}{D^2}, \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (3-88)$$

где λ_r — коэффициент теплопроводности газа при t_r , ккал/м · ч · град; $\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур между газом и парогазовой

смесью, град, определяемая по формуле

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_{\text{г}} - t_{\text{н.г}}) - (t_{\text{р}} - t_{\text{н.р}})}{\ln \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{н.г}}}{t_{\text{р}} - t_{\text{н.р}}}} \quad (3-89)$$

20. При найденном тепловом напряжении объем раствора в аппарате определится как

$$V_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{г}}}{q}, \text{ м}^3. \quad (3-90)$$

21. Полный объем аппарата при загрузке его $\eta \approx 0,6$ определится как

$$V_{\text{а}} = \frac{V_{\text{ж}}}{\eta} = \frac{V_{\text{ж}}}{0,6}. \quad (3-91)$$

Промышленными опытами установлено, что на каждые 1000 ккал/ч теплопроизводительности погружной горелки должно приходиться около 0,01 м³ объема аппарата.

Конструктивные размеры аппарата следует выбирать по нормам НИИХИММАШ и по ГОСТ 9931-61.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Что такое выпаривание и чем оно отличается от испарения и сушки?
2. Перечислите основные схемы многоступенчатых выпарных станций и условия их рационального применения.
3. Докажите экономическую целесообразность применения многоступенчатых выпарных установок.
4. Когда применяют многостадийные выпарные станции?
5. В каких схемах применяют конденсаторы за последней ступенью? Их назначение и конструкции.
6. Какие выпарные аппараты применяют для концентрирования вязких, кристаллизующихся, пенящихся растворов?
7. Когда применяют выпарной аппарат Р. Е. Левина и каковы его достоинства?
8. Напишите уравнение для общей полезной разности температур в выпарной установке.
9. Чем определяется оптимальное число ступеней в выпарной установке?
10. Укажите пути рационального использования вторичного тепла выпарных установок.
11. Напишите уравнение теплового баланса для первой ступени установки с учетом теплот кристаллизации соли и концентрирования раствора.
12. Изобразите принципиальные схемы выпарных установок с тепловым насосом. Какая из схем наиболее экономична?
13. Чем отличается процесс теплообмена в выпарных установках от теплообмена в системах с гомогенными жидкостями?

14. Сформулируйте понятие кратности циркуляции для выпарного аппарата. Чем определяется кратность естественной циркуляции раствора в аппарате?

15. По примеру расчета трехкорпусной выпарной установки перечислите основные этапы теплового расчета многоступенчатой выпарной установки.

16. Назначение и методика расчета надрастворного пространства выпарного аппарата.

17. Назначение и принцип работы выпарных аппаратов с погружными горелками.

18. Напишите уравнение теплового баланса для аппарата с погружными горелками.

19. Какие параметры являются исходными для определения глубины погружения горелки и объема аппарата с погружными горелками?

Глава четвертая

СМЕСИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

4-1. КОНСТРУКЦИИ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Смесительные теплообменные аппараты применяют в тех случаях, когда обмен теплом между жидким и газообразным теплоносителями может быть осуществлен в процессе массообмена при непосредственном их соприкосновении без существенного снижения качества этих теплоносителей. Они нашли широкое распространение для конденсации паров, охлаждения газов водой, нагревания воды газами, охлаждения воды воздухом, мокрой очистки газов и др. В последние годы в химической промышленности начали применять более сложные смесительные аппараты: теплообменники «жидкость — жидкость», предназначенные для одновременного осуществления охлаждения и экстракции; смесительные теплообменники с трехфазными системами, например, для абсорбции легких углеводородов из природных газов тяжелыми углеводородами при их непосредственном соприкосновении с охлаждающим рассолом, нерастворимым в углеводородах и др.

Тепловая производительность смесительных теплообменных аппаратов определяется поверхностью соприкосновения теплоносителей. Поэтому в конструкции аппарата предусматривается разделение потока жидкости на мелкие капли, струи, пленки или газового потока на мелкие пузырьки. Передача тепла в смесительных теп-

лообменниках происходит не только путем кондуктивной теплопередачи, но и путем обмена массой, причем путем массопередачи возможен даже переход тепла от холодного теплоносителя к горячему. Например, при испарении холодной воды в горячем газе тепло испарения переносится от жидкости к газу.

По направлению потока массы смесительные теплообменники могут быть разбиты на две группы:

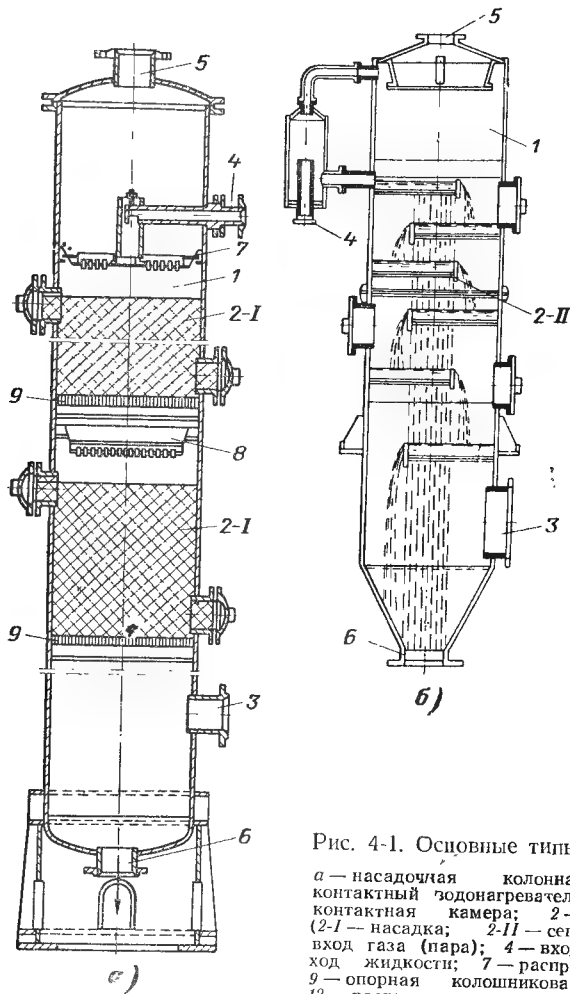


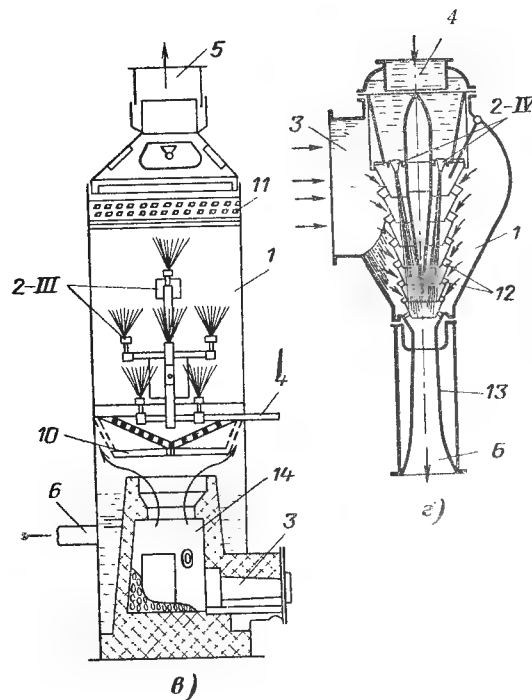
Рис. 4-1. Основные типы

а — насадочная колонна; контактный зонагреватель контактная камера; 2 — (2-I — насадка; 2-II — сег- вход газа (пара); 4 — вход жидкости; 7 — распре- 9 — опорная колошниковая 12 — распределительные ко

1. Аппараты с конденсацией пара из газовой фазы. При этом происходят осушка и охлаждение газа и нагревание жидкости (конденсаторы, кондиционеры, скрубберы).

2. Аппараты с испарением жидкости в потоке газа. При этом увлажнение газа сопровождается его охлаждением и нагреванием жидкости или его нагреванием и охлаждением жидкости (градирни, кондиционеры, скрубберы, распылительные сушилки).

По принципу разделения жидкости смесительные аппараты бывают насадочные, каскадные, тарельчатые барботажные, полые с разбрызгивателями и струйные.



смесительных теплообменных аппаратов.

б — каскадный полочный газоохладитель; в — газовый с форсунками (КВТ); г — струйный конденсатор; 1 — устройство для увеличения поверхности контакта фаз; ментные полки; 2-III — форсунки; 2-IV — сопла); 3 — жидкости; 5 — отсос неконденсирующихся газов; 6 — вы- делительное устройство; 8 — распределительная тарелка: решетка; 10 — надтопочный диск; 11 — каплеуловитель: нусы; 13 — диффузор; 14 — толка.

Конструктивно смесительные теплообменные аппараты наиболее часто выполняются в виде колонн из материалов, устойчивых против воздействия обрабатываемых веществ, и рассчитываются на соответствующее рабочее давление. Насадочные и полые аппараты чаще всего изготавливают железобетонными, кирпичными или деревянными (градирни). Каскадные, барботажные и струйные аппараты выполняют из металла. Высота колонн обычно в несколько раз превышает их поперечник. Сечение аппарата может быть круглым, прямоугольным или многоугольным.

В насадочные колонны (рис. 4-1, а) жидкость подается через распределительные устройства 7 в верхней части аппарата. В качестве распределительных устройств применяют желоба, плиты, перфорированные трубы, брызгалки и тарельчатые вращающиеся разбрызгиватели. Для увеличения поверхности межфазного контакта на опорные колосниковые решетки 9 насыпают или укладывают в определенном порядке насадку 2 из колец Рашига или Палля, седел Берля, стальных шариков, кусков кокса или кварца, деревянных реек, спиралей из стальной ленты и пластмассовых прутков, керамических блоков (рис. 4-2).

Живое сечение колосниковой решетки должно быть больше живого сечения в насадке. Насадку размещают обычно несколькими ярусами высотой от 1 до 3 м. Между ярусами оставляют свободные объемы высотой 300—500 мм, в которых устанавливают распределительные тарелки 8, необходимые для создания более равномерного по сечению орошения насадки, так как по мере перетекания по насадке вниз орошаемая жидкость перемещается к стенкам аппарата.

В случае противотока газа и жидкости силы трения, действующие на жидкость, направлены вверх, т. е. противоположны направлению действия силы тяжести. С увеличением скорости газа эти силы трения возрастают до некоторого предела, когда они становятся равными силе тяжести, действующей на жидкость. При этом жидкость начинает двигаться по насадке медленнее. Такой режим работы насадочной колонны называется режимом «подвешивания»: газ начинает барботировать через жидкость, поверхность соприкосновения между фазами увеличивается, процесс массообмена интенсифицируется. При дальнейшем увеличении скорости газа силы тре-

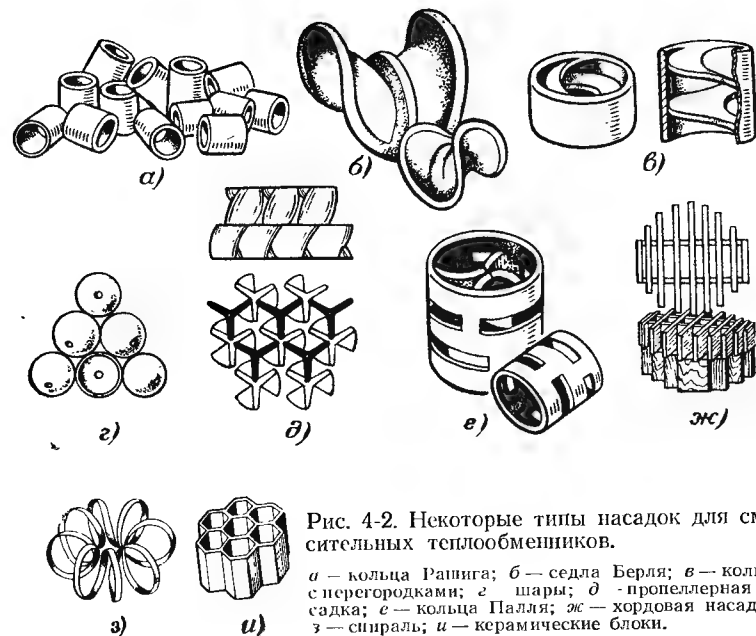


Рис. 4-2. Некоторые типы насадок для смесительных теплообменников.

а — кольца Рашига; б — седла Берля; в — кольца с перегородками; г — шары; д — пропеллерная насадка; е — кольца Палля; ж — хордовая насадка; з — спираль; и — керамические блоки.

ния газа о жидкость превзойдут силу тяжести, и жидкость начнет двигаться снизу вверх. Верхней границей работы колонны в режиме подвешивания является начало «захлебывания». Критическая скорость, соответствующая началу уноса жидкости газом, называется «пределом захлебывания». Скрубберы работают в пленочных режимах, далеких от захлебывания.

Каскадные (полочные) аппараты применяют преимущественно в качестве конденсаторов смешения (рис. 4-1, б). В полном вертикальном цилиндре установлены на определенном расстоянии одна под другой (350—550 мм) плоские перфорированные полки 2-11 в виде сегментов. Охлаждающая жидкость подается в аппарат на верхнюю полку. Основная масса жидкости вытекает через отверстия в полке тонкими струями, меньшая ее часть переливается через борт на нижележащую полку. Пар для конденсации подается через патрубок 3 в нижней части конденсатора и движется в аппарате противотоком к охлаждающей жидкости. Жидкость вместе с конденсатом выводится через нижний патрубок

аппарата 6 и барометрическую трубу, а воздух отсасывается через верхний патрубок 5 вакуум-насосом.

Кроме сегментных полок, в барометрических конденсаторах применяются кольцевые, конические и иной формы полки. В справочной литературе [Л. 18] можно найти все основные конструктивные размеры барометрических конденсаторов, выпускаемых отечественной промышленностью.

Барботажные аппараты имеют форму высоких колонн. Рабочее пространство колонны разделено горизонтальными тарелками на ряд камер. Тарелки бывают различной конструкции: колпачковые, ситчатые, провальные и др. (рис. 5-13 и 5-14). На каждой тарелке поддерживается слой жидкости, высота которого определяется верхним уровнем сливных труб (на провальных тарелках сливные трубы не ставятся). Газ или пар поступает в слой жидкости или из-под колпачков, или через отверстия в перфорированных тарелках. Поверхность соприкосновения жидкой и газовой фаз создается барботажом газа, распределяющегося в жидкости в виде пузырьков и струек. Подобный характер контакта жидкой и газовой фаз характерен для насадочных колонн при работе в режиме подвисяния. Особенностью барботажных колонн является ступенчатый характер проводимого в них процесса: в отличие от непрерывного процесса в других смесительных аппаратах газ последовательно барботирует через жидкость на каждой тарелке.

Полые смесительные теплообменники (с разбрызгивателями) нашли применение при конденсации паров; охлаждении, сушке и увлажнении газов; упаривании и сушке растворов; нагревании воды и др. На рис. 4-1, в показана принципиальная схема газового контактного водонагревателя (КВТ) форсуночного типа. Аппарат представляет собой полый цилиндр. В нижней части аппарата расположена топочная камера 14. В средней и верхней частях аппарата установлены девять форсунок 2—III для разбрызгивания воды. Для уменьшения уноса капельной влаги и водяных паров на выходе из аппарата установлен каплеуловитель 11 в виде насадки из керамических колец Рашига. Продукты сгорания газа, покидающие аппарат, соприкасаются с холодной поверхностью этой насадки, что способствует лучшей конденсации пара, содержащегося в отходящих

газах. Для более равномерного распределения капель воды по сечению теплообменной камеры 1 вода, поступающая в форсунки, подается на разных уровнях, а сами форсунки установлены в шахматном порядке. Горячая вода направляется насосом или самотеком к потребителю; продукты сгорания газа отсасываются центробежным вентилятором. Жидкость распыляется на капли с помощью форсунок различных конструкций или центробежных дисковых распылителей. В зависимости от диаметра капель d_k при распылении 1 м³ жидкости образуется поверхность F_k :

$d_k, \text{ мм}$	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8
$F_k, \text{ м}^2/\text{м}^3$	120 000	60 000	30 000	20 000	15 000	12 000	7 500

В смесительных аппаратах наибольшее распространение получили механические форсунки (рис. 4-3, а), так как расход энергии на распыление в них незначителен (0,3—0,5 кВт·ч на 1 т жидкости). Паровые и пневматические форсунки требуют 0,4—0,6 кг пара или воздуха (давлением 3—4 ат) на 1 кг распыливаемой жидкости, что эквивалентно затрате энергии 6—20 кВт·ч на 1 т жидкости и поэтому применяются редко. Центробежные диски также не нашли широкого распространения, так как для тонкого распыления требуют окружных скоростей порядка 100—200 м/сек ($n=4\,000\text{—}20\,000 \text{ об/мин}$), что вызывает необходимость в устройстве сложного и дорогого привода. Расход энергии на распыливание составляет 0,8—1 кВт·ч на 1 т жидкости [Л. 71].

Струйные (эжекторные) аппараты применяют для конденсации паров. На рис. 4-1, г показана схема такого конденсатора. Вода подводится к одному или нескольким вертикальным соплам, расположенным в верхней части корпуса. Из сопел вода поступает с большой скоростью в систему концентрических конусов 12. Пар подводится сбоку и вследствие эжектирующего действия воды подсасывается через кольцевые щели между конусами в центральное пространство конденсатора, где и конденсируется. Охлаждающая вода, конденсат и воздух поступают далее в диффузор, в котором смесь сжимается под действием кинетической энергии струй воды.

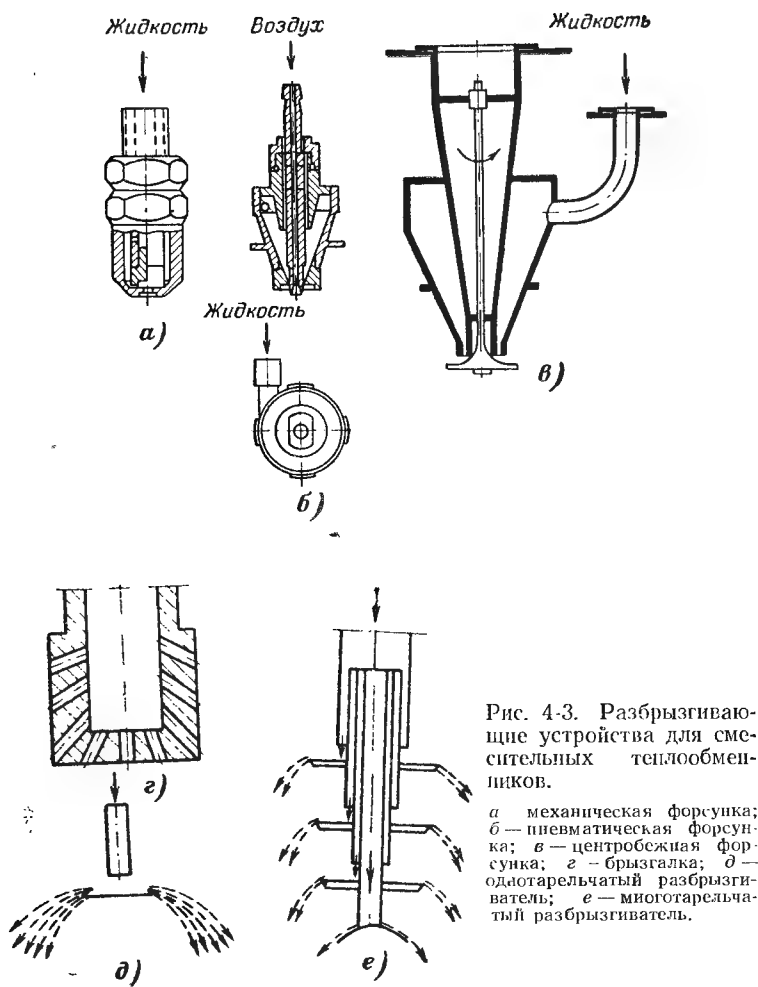


Рис. 4-3. Разбрызгивающие устройства для смешительных теплообменников.

а — механическая форсунка; б — пневматическая форсунка; в — центробежная форсунка; г — брызгалка; д — одотарельчатый разбрызгиватель; е — многотарельчатый разбрызгиватель.

Каждому типу смешительного аппарата свойственны некоторые особенности, которые следует учитывать при выборе аппарата. Смешительные аппараты с насадкой просты по конструкции, дешевы, и для их изготовления пригодны недефицитные строительные материалы — бетон, керамика, стекло, фарфор. Для оросителей насадочных аппаратов почти не требуется избыточное давление орошающей жидкости. Однако габариты и вес насадочных аппаратов значительны; они требуют устрой-

ства массивных фундаментов и отличаются значительным гидравлическим сопротивлением по газовому тракту по сравнению с каскадными и полыми аппаратами, особенно при беспорядочно засыпанной насадке. Насадочные аппараты мало подходят для обработки сильно загрязненных жидкостей из-за возможного засорения и залипания насадки; они непригодны также для работы с малым расходом жидкости, потому что при этом не удается достичь необходимой для хорошего смачивания насадки плотности орошения.

Безнасадочные смешительные теплообменники отличаются малым сопротивлением по газовому потоку и наиболее экономичны по расходу охлаждающей жидкости, однако для ее диспергирования с помощью как форсунок, так и дисковых распылителей требуется значительный расход энергии. Безнасадочные аппараты отличаются большими габаритами.

Полочные (барометрические) конденсаторы просты по конструкции и не требуют специального насоса для откачки охлаждающей жидкости. Однако установка их на значительной высоте часто требует специальных строительных сооружений, а подача охлаждающей воды на значительную высоту связана с большим расходом энергии.

Барботажные тарельчатые колонны характеризуются повышенной интенсивностью тепло- и массообмена на единицу объема аппарата, допускают работу с загрязненными и умеренно вязкими жидкостями, нечувствительны к колебаниям расхода теплоносителей. Однако такие аппараты сложны по конструкции, металлоемки, ограниченно пригодны для работы с агрессивными средами и отличаются высоким гидравлическим сопротивлением.

Достоинством струйных (эжекторных) аппаратов является их компактность по сравнению с другими смешивающими теплообменниками. Для их работы не обязательны откачивающий воду и воздушный насосы, так как на выходе из диффузора давление смеси несколько выше атмосферного. Вместе с тем в струйном аппарате — конденсаторе несколько повышен расход охлаждающей воды, так как получающаяся температура смеси обычно значительно ниже температуры насыщения при давлении в конденсаторе: подогреть воды составляет 8—11° С.

В отличие от поверхностных аппаратов в смесительных теплообменниках осуществляется непосредственный контакт между жидким и газообразным теплоносителями, т. е. наряду с теплообменом происходит и массообмен между ними.

При отсутствии равновесия между фазами в системе происходит переход вещества из одной фазы в другую. Этот процесс называют массообменом, массопередачей или массопереносом. Массопередача, как и теплопередача, представляет собой сложный процесс, состоящий из процессов массоотдачи в пределах каждой из фаз. Имеется несколько моделей процесса массопередачи (подробно см. [Л. 30, 64, 62, 72]).

Движущей силой процесса массопереноса служит отклонение системы от равновесия, например, из-за различия химических потенциалов или разности концентраций переходящего вещества в основном объеме фазы и у границы раздела фаз. Если эта разность положительна, вещество передается из фазы к границе раздела, а если отрицательна — в обратном направлении. За движущую силу процесса массопередачи в расчетах принимают разность между фактической концентрацией компонента в одной из фаз и равновесной концентрацией в ней данного компонента. Если давление паров на поверхности жидкости больше парциального давления паров в газе, происходит испарение жидкости и увлажнение газа; если парциальное давление паров в газе больше давления насыщенных паров на поверхности жидкости, происходит процесс конденсации паров из газа и его осушение.

В случае соприкосновения в смесительном аппарате горячего газа с жидкостью происходят последовательно два процесса: 1) при высокой температуре газа происходит испарение жидкости; 2) далее по мере снижения температуры газа происходит конденсация содержащихся в нем паров. Таким образом, теплота конденсации паров передается нагреваемой жидкости. Применительно к водовоздушному охладителю описанный выше процесс тепло- и массообмена изобразится на $I-d$ -диаграмме для влажного воздуха в виде кривых AB , AC , AD и AE , показанных на рис. 4-4. В процессе непосредственного

контактирования газа и жидкости температура газа может вплотную приблизиться к температуре жидкости, что не так легко может быть достигнуто в поверхностном теплообменнике. Это объясняется тем, что термическое сопротивление между газом и жидкостью постоянно, и в ходе тепло- и массообмена оно может снизиться до очень малых значений. Таким образом, система газ—жидкость может сколь угодно приблизиться к со-

стоянию термодинамического равновесия, когда разность температур теплоносителей и разность парциальных давлений в газе и у поверхности жидкости будут равны нулю. Однако в процессах смешения газа и жидкости до такого состояния тепло- и массообмен не доводят, так как это повлекло бы за собой необходимость увеличения поверхности контакта фаз.

Вместе с тем следует иметь в виду, что при контакте жидкости со сколь угодно горячими газами температура ее не может повышаться неограниченно. Пределом нагрева жидкости является температура, которая меньше температуры кипения ее при данном давлении. Предельная температура, до которой может быть нагрета или охлаждена жидкость в смесительном теплообменнике, служит параметром, определяющим процесс тепло- и массообмена и конструкцию теплообменного аппарата (подробно см. [Л. 72, стр. 178]).

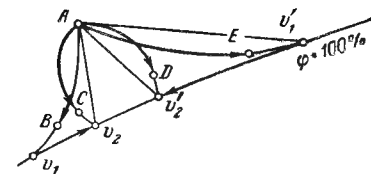


Рис. 4-4. Процессы контакта газа с жидкостью на $I-d$ -диаграмме.

AB — при противотоке и при температуре воды ниже температуры мокрого термометра; AC — при параллельном токе и при температуре воды ниже температуры мокрого термометра; AD — при параллельном токе и при температуре воды выше температуры мокрого термометра; AE — при противотоке и при температуре воды выше температуры мокрого термометра.

4-3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС В СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Влажный газ поступает в аппарат при температуре t'_1 с начальным влагосодержанием d_1 в количестве $G(1+d)$, кг/ч, где G — часовой расход сухого газа, кг/ч. В результате тепло- и массообмена с жидкостью в ко-

личестве W_n , кг/ч, поступающей в аппарат с температурой $t'_ж$, газ покидает теплообменник при температуре $t''_г$ с конечным влагосодержанием d_2 , соответствующим состоянию насыщения газа, и его количество будет $G(1+d_2)$.

Жидкость выходит из аппарата с температурой $t''_ж$ в количестве

$$W_k = W_n + G(d_1 - d_2), \text{ кг/ч.} \quad (4-1)$$

В смесительный аппарат тепло вносится влажным газом (GI_1) и жидкостью ($W_n c_{ж} t'_ж$). Из аппарата тепло выводится с уходящим газом (GI_2), нагретой жидкостью ($W_k c_{ж} t''_ж$) и через стенки в окружающую среду (Q_5). Тепловой баланс аппарата можно записать в виде

$$GI_1 + W_n c_{ж} t'_ж = GI_2 + W_k c_{ж} t''_ж + Q_5, \quad (4-2)$$

где $I_1 = c_{с.г} t'_г + d_1 i_1$ — энтальпия влажного газа при входе в аппарат, ккал/кг с.г.; $I_2 = c_{с.г} t''_г + d_2 i_2$ — энтальпия влажного газа при выходе из аппарата, ккал/кг с.г.; $c_{с.г}$ — удельная изобарическая теплоемкость сухих газов, ккал/кг·°С; $c_{ж}$ — удельная изобарическая теплоемкость жидкости, ккал/кг·°С; i_1 и i_2 — энтальпия паров жидкости при температуре входа газа в теплообменник $t'_г$ и при температуре выхода газа из теплообменника $t''_г$.

В скрубберах для охлаждения газов водой, удельная теплоемкость которой может быть приравнена единице, а потери в окружающую среду (Q_5) при малом перепаде температур между поверхностью аппарата и окружающей средой пренебрежимо малы, тепловой баланс может быть представлен в виде уравнения

$$G(c_{с.г} t'_г + d_1 i_1) + W_n t'_ж = G(c_{с.г} t''_г + d_2 i_2) + [W_n + G(d_1 - d_2)] t''_ж. \quad (4-3)$$

Количество подаваемой в аппарат воды можно определить по формуле

$$W_n = \frac{G[c_{с.г}(t'_г - t''_г) + d_1(i_1 - i''_ж) - d_2(i_2 - i''_ж)]}{t''_ж - t'_ж}. \quad (4-4)$$

Количество выводимой из аппарата воды с учетом уравнения (4-1) может быть определено по формуле

$$W_k = \frac{G[c_{с.г}(t'_г - t''_г) + d_1(i_1 - i'_ж) - d_2(i_2 - i'_ж)]}{t''_ж - t'_ж}. \quad (4-5)$$

Известно [Л. 72], что на выходе из скруббера температура нагреваемой воды не может быть выше температуры мокрого термометра t_m . Оптимальная температура нагрева воды в скруббере принимается на некоторую величину ниже температуры мокрого термометра и по рекомендации Г. К. Филоненко может быть подсчитана по эмпирической формуле

$$t_ж = t_m \left(1 - 0,1 \frac{W_n}{G}\right). \quad (4-6)$$

Температура газа на выходе из скруббера должна быть по возможности низкой. В противоточных аппаратах $t''_г$ теоретически может быть равна температуре воды на входе $t'_ж$; в прямоточных теоретически можно достичь равенства $t''_г = t'_ж$. Практически значение температуры газа на выходе из скруббера принимают несколько более высоким, чтобы движущая сила процесса тепло- и массообмена не снижалась до нуля. Однако следует иметь в виду, что чем ниже величина $t'_г$, тем меньше тепла уносится газом из аппарата.

Тепло Q , переходящее от газа к подогреваемой воде, выражается как

$$Q = W_n(t''_ж - t'_ж) + G(d_1 - d_2)t''_ж = G(I_1 - I_2). \quad (4-7)$$

Первый член этого равенства — тепло, воспринятое подогреваемой водой; второй член — тепло жидкости, образующейся из пара. Правая часть уравнения — расход тепла газом. Имея в виду уравнение (4-1), можно переписать уравнение (4-7) в виде

$$Q = W_k t''_ж - W_n t'_ж = G(I_1 - I_2). \quad (4-8)$$

Удельный расход тепла на единицу веса сухого газа q будет равен:

$$q = \frac{Q}{G} = \frac{W_k t''_ж - W_n t'_ж}{G} = I_1 - I_2. \quad (4-9)$$

Заменив в последнем уравнении W его значением из (4-1) и сделав преобразование, получим:

$$q = \frac{W_{\text{н}}}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + (d_1 - d_2) t''_{\text{ж}} = I_1 - I_2. \quad (4-10)$$

Таким образом, изменение энтальпии газа в смесительном теплообменнике определяется двумя величинами: 1) изменением тепла, заключенного в первоначальном количестве жидкости; 2) внесенном дополнительно тепла с образовавшимся из парогазовой смеси конденсатом или с отводом тепла из жидкости при переходе жидкости в газ в процессе испарения.

Рассмотрим возможные случаи тепло- и массообмена в смесительном теплообменнике.

а) Осушка газа. В процессе тепло- и массообмена происходит конденсация паров из парогазовой смеси. На выходе из аппарата влагосодержание газа уменьшается: $d_2 < d_1$. Теоретическим пределом процесса является полная осушка газа ($d_2 = 0$). Максимальное количество тепла, которое могло бы быть передано от газа к жидкости, будет равно:

$$q_{\text{макс}} = \frac{W_{\text{н}}}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + d_1 t''_{\text{ж}} = c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) + d_1 i_1. \quad (4-11)$$

б) Газ в смесительном теплообменнике в процессе тепло- и массообмена увлажняется, т. е. $d_2 > d_1$. При поступлении в аппарат абсолютно сухого газа тепло может переходить от газа к жидкости и от жидкости к газу. Когда $d_1 = 0$, имеем:

$$q_{\text{мин}} = \frac{W_{\text{н}}}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) - d_2 t''_{\text{ж}} = c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) - d_2 i_2. \quad (4-12)$$

Если фактическое тепло газа больше тепла пара, образовавшегося из жидкости, то будет происходить передача тепла от газа к жидкости, т. е.

$$c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) > d_2 i_2$$

и

$$q_{\text{мин}} > 0.$$

Если физическое тепло газа меньше тепла пара, жидкостью будет охлаждаться, а газ, увлажняясь, будет увеличивать свою энтальпию:

$$c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) < d_2 i_2$$

и

$$q_{\text{мин}} < 0.$$

В том случае, когда температура газа, поступающего в смесительный теплообменник, ниже температуры поступающей жидкости ($t'_r < t'_{\text{ж}}$), газ будет нагреваться, а жидкость охлаждаться. Пределом охлаждения жидкости является температура мокрого термометра. Такой процесс наблюдается в градирнях. По уравнению (4-12) можно определить количество испаряющейся в градирне воды d , кг/кг сухого газа.

в) Массообмен в смесительном теплообменнике отсутствует: $d_1 = d_2$ и $W_{\text{н}} = W_{\text{к}}$. Количество тепла, переданного газом, будет равно:

$$q = \frac{W}{G} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) = c_{\text{с.г}} (t'_r - t''_r) + d (i_1 - i_2). \quad (4-13)$$

Тепловой баланс скруббера в этом случае аналогичен тепловому балансу рекуперативного теплообменника.

г) Жидкость нагревается насыщенным паром, т. е. на $I-d$ -диаграмме парогазовая смесь имеет $d_1 = \infty$. Между водой и паром процесс будет чистым массообменом. Материальный баланс процесса при полной конденсации пара

$$W_{\text{к}} = W_{\text{н}} + G_{\text{пара}}. \quad (4-14)$$

Тепло Q , отданное паром воде, можно выразить уравнением

$$Q = G_{\text{пара}} i_1 = W_{\text{к}} t''_{\text{ж}} - W_{\text{н}} t'_{\text{ж}}. \quad (4-15)$$

Удельное количество тепла на единицу подаваемого пара q равно:

$$q = i = \frac{(W_{\text{н}} + G_{\text{пара}})}{G_{\text{пара}}} t''_{\text{ж}} - \frac{W_{\text{н}}}{G_{\text{пара}}} t'_{\text{ж}}$$

или

$$q = \frac{W_{\text{н}}}{G_{\text{пара}}} (t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}}) + t''_{\text{ж}}. \quad (4-16)$$

Такой принцип нагревания осуществляется в барботажных и пароводяных струйных нагревателях.

4.4. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ НАСАДОЧНЫХ И ПОЛЫХ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Целью теплового расчета является определение объема насадки для насадочных аппаратов и полезных высоты и диаметра для полых аппаратов.

Тепло, которое необходимо передать от газа к жидкости, определяемое по формуле (4-7), можно выразить следующим уравнением:

$$Q = k_F F_H \Delta t_{cp} = k_V V_H \Delta t_{cp}, \quad (4-17)$$

где k_F — условный коэффициент теплообмена между газом и жидкостью в смесительном аппарате, отнесенный к единице поверхности насадки, $\text{ккал}/\text{м}^2 \times \times \text{ч} \cdot \text{град}$; k_V — условный коэффициент теплообмена между газом и жидкостью в смесительном аппарате, отнесенный к единице объема насадки или к единице объема камеры контакта газовой и жидкой фаз, $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; F_H — поверхность насадки, м^2 ; V_H — объем полого скруббера или объем насадки, м^3 ; Δt_{cp} — средняя разность температур между теплоносителями, $^{\circ}\text{C}$.

Среднюю разность температур между теплоносителями в условиях смесительного теплообменника определить очень трудно. Попытки приблизить расчетное значение Δt_{cp} к истинному путем деления всего процесса на некоторое число промежуточных участков [Л. 9, 23, 50, 72] весьма несовершенны и сложны.

В основу методики такого определения Δt_{cp} положена автомодельность процессов тепло- и массопереноса, справедливая только при правомерности соотношения Льюиса:

$$\frac{\alpha}{\beta} = c = \text{const}, \quad (4-18)$$

где α — коэффициент теплоотдачи; β — коэффициент массоотдачи; c — теплоемкость парогазовой смеси.

В свою очередь известно, что соотношение Льюиса в достаточной степени справедливо для аппаратов, в которых температура газа невысока (до 80°C). В аппаратах с высокой температурой такой метод определения Δt_{cp} приводит к большой ошибке.

В качестве наиболее простого и вместе с тем достаточно надежного способа определения средней разности между температурами теплоносителей Δt_{cp} можно рекомендовать среднелогарифмическую разность температур газа и жидкости при входе в контактную камеру и при выходе из нее [Л. 29].

Для противоточных смесительных аппаратов она может быть выражена формулой

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_g - t''_j) - (t''_g - t'_j)}{\ln \frac{t'_g - t''_j}{t''_g - t'_j}}; \quad (4-19)$$

для прямоточных

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t'_g - t'_j) - (t''_g - t''_j)}{\ln \frac{t'_g - t'_j}{t''_g - t''_j}}. \quad (4-20)$$

Определение средней разности температур как среднелогарифмической по формулам (4-19) и (4-20), кроме простоты расчета, правомерно также и потому, что известные в литературе величины поверхностного и объемного коэффициентов теплообмена в смесительных аппаратах, полученные путем обработки экспериментальных данных, рассчитывались, как правило, с помощью средней логарифмической разности температур [Л. 29].

Коэффициенты теплообмена k_F и k_V до настоящего времени аналитически получены быть не могут. Их истинные значения определяются многими факторами: смачиваемостью насадки, дисперсностью распыления жидкости, физическими параметрами теплоносителей, способом определения средней разности температур и др. Для конкретных случаев величины k_F и k_V принимают по экспериментальным данным. Однако если для определения объемного коэффициента теплообмена k_V в скрубберах нет никаких эмпирических формул, то для определения k_F имеется целый ряд рекомендаций.

В 1944 г. Н. М. Жаворонков на основании проведенных им экспериментов [Л. 25] предложил методику расчета коэффициентов теплообмена в скрубберах в виде критериальных зависимостей. В качестве определяющего автор предложил критерий Кирпичева:

$$Ki = \frac{k_F d_3}{\lambda}, \quad (4-21)$$

где k_F — коэффициент теплообмена, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; λ — коэффициент теплопроводности газа, $\text{ккал}/\text{м} \times \times \text{ч} \cdot \text{град}$; d_3 — эквивалентный диаметр насадки, м .

Для определения критерия Ki , а через него и поверхностного коэффициента теплообмена k_F в скрубберах Жаворонков рекомендует критериальную зависимость [Л. 25]

$$Ki = 0,01 Re_r^{0,7} Re_{ж}^{0,7} Pr_r^{0,33}. \quad (4-22)$$

Формула (4-22) получена для контактного теплообмена между воздухом и водой при небольшом влагосодержании воздуха. Поэтому все параметры газа принимаются для сухого, а не для влажного воздуха.

Здесь $Re_r = 4w_0/v_r f$ — критерий Рейнольдса для газа; $Re_{ж} = Hd_{э}/3600v_{ж}$ — критерий Рейнольдса для жидкости; $Pr_r = v_r/\alpha$ — критерий Прандтля для газа; $H = W_n/S$ — плотность орошения скруббера, $m^3/m^2 \cdot ч$; W_n — расход жидкости в скруббере, $кг/ч$; $d_{э} = 4v/f$ — эквивалентный диаметр насадки, m ; w_0 — скорость газа по пустому сечению насадки, $m/сек$; S — площадь свободного сечения скруббера, m^2 ; v — свободный объем насадки, m^3/m^3 ; f — поверхность в единице объема насадки, m^2/m^3 .

Для расчета тепло- и массообмена между влажным газом и жидкостью Жаворонков предложил другую формулу, в которую введена объемная доля водяного пара x_n :

$$Ki = 0,17 Re_{ж}^{0,7} Re_r^{0,7} Pr_r^{0,33} x_n^{1,15}. \quad (4-23)$$

При использовании критериальных зависимостей (4-22) и (4-23) для определения k_F может создаться ложное впечатление, что вопрос теплообмена в смесительных аппаратах изучен достаточно полно. В действительности это далеко не так. Поэтому, если имеются экспериментальные данные, предпочтительно пользоваться эмпирическими зависимостями, полученными для каждого частного случая. Так, опытами Научно-исследовательского института санитарной техники (НИИСТ) СССР установлено, что по (4-22) и (4-23) удовлетворительные результаты получаются только для аппаратов с низкой температурой газов (до $80^\circ C$). В контактных экономайзерах и в газовых контактных водонагревателях действительный коэффициент теплообмена выше, чем получается расчетом по формулам Жаворонкова. На основании опытов, проведенных в Академии коммунального хозяйства, получены критериальные зависимости, даю-

щие более точные результаты для конкретных условий тепло- и массообмена в газовых водонагревателях.

Для воды, поступающей в контактную камеру с температурой $20^\circ C$,

$$Ki = 0,081 \sqrt{Re_r Re_{ж}}^3 \sqrt{Pr_r}. \quad (4-24)$$

Для воды, поступающей в контактную камеру с температурой $70^\circ C$,

$$Ki = 0,0335 \sqrt{Re_r Re_{ж}}^3 \sqrt{Pr_r}, \quad (4-25)$$

т. е. Ki , а следовательно, и k_F снижаются при переходе от холодной воды к горячей.

Расчет скрубберов с насадкой можно производить по формуле Б. А. Черткова [Л. 29]:

$$k_F = 1,15 \cdot 10^{-6} \frac{\lambda_{с.г} (w_0 \gamma_{с.г})^{0,8} H^{0,7}}{f^{0,5} v^{0,3} \mu_{с.г}^{0,8} v_{ж}^{0,7}}, \quad (4-26)$$

где, кроме ранее принятых обозначений, $\lambda_{с.г}$, $\gamma_{с.г}$, $\mu_{с.г}$ — коэффициент теплопроводности, удельный вес и динамическая вязкость сухого газа, принимаемые при средней температуре газа в скруббере; $v_{ж}$ — кинематическая вязкость жидкости при ее средней температуре в аппарате.

Формула (4-26) дает наиболее точные результаты при определении коэффициента теплообмена в скруббере с насадками из колец Рашига. Пригодность ее для расчета теплообмена в скрубберах с насадками других типов не проверена.

Зная тепловую производительность Q , среднюю разность температур $\Delta t_{ср}$ и коэффициент теплообмена k_v или k_F , можно объем полого смесительного теплообменника или объем насадки в скруббере определить по формуле

$$V_n = \frac{Q}{k_v \Delta t_{ср}}, \quad (4-27)$$

или поверхность насадки в аппарате определить по формуле

$$F_n = \frac{Q}{k_F \Delta t_{ср}}. \quad (4-28)$$

Из формул (4-27) и (4-28) можно усмотреть, что

$$k_V = \frac{F_n}{V_n} k_F = f k_F, \quad (4-29)$$

где f — поверхность насадки в единице объема.

Высоту насадки в смесительном аппарате можно определить также на основе расчета высоты единицы переноса и числа необходимых единиц переноса. Методика такого расчета изложена в § 5-9.

4-5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ И СОПРОТИВЛЕНИЕ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С НАСАДКОЙ

Хороший тепло- и массообмен в аппаратах с насадкой может быть достигнут только при равномерном и достаточном орошении насадки, а также при определенных соотношениях между количеством жидкости, стекающей по насадке, и скоростью газа, движущегося противотоком к жидкости. Недостаточное орошение не обеспечивает полной смачиваемости насадки и приводит тем самым к уменьшению поверхности контакта фаз газ — жидкость. Избыток жидкости вызывает частичное затопление насадки и выход ее из участия в создании поверхности для соприкосновения между жидкой пленкой и газом. Н. Н. Егоров [Л. 23] рекомендует определять величину минимального орошения по формуле

$$H_{\min} = 0,12f, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (4-30)$$

где f — поверхность насадки в единице объема, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Если по условиям процесса невозможно обеспечить минимальную плотность орошения, то следует работать с рециркуляцией части жидкости в системе. Верхний предел плотности орошения точно пока не установлен. При превышении некоторой величины плотности орошения происходит не только частичное затопление насадки, но и срыв части жидкости с насадки и падение ее в виде струй и капель. В качестве верхнего предела плотности орошения можно принять величину

$$H_{\max} \approx (4 - 6) H_{\min}. \quad (4-31)$$

Скорость движения газов и паров по насадке не должна превышать определенного значения. Превышение так называемой критической скорости газа приводит к «захлебыванию» насадки.

Для определения оптимальной скорости газа, соответствующей началу захлебывания, имеется много полуэмпирических соотношений. Одним из простых и достаточно надежных является уравнение Жаворонкова, устанавливающее зависимость между критерием, характеризующим отношением силы трения к силе тяжести (критерий T , введенный Н. М. Жаворонковым [Л. 26]), и количеством удерживаемой жидкости:

$$T = B_1(1 - B_2A)^3. \quad (4-32)$$

Здесь
$$T = \frac{\Delta p}{g\rho_{\text{ж}}H} = \frac{\xi a \omega_0^2 \rho_{\text{г}}}{8g\epsilon^3 \rho_{\text{ж}}} = \frac{\xi}{2} \text{Fr}_{\text{г}} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}}; \quad (4-33)$$

Δp — гидравлическое сопротивление насадки, $\text{н}/\text{м}^2$; ξ — коэффициент сопротивления; H — высота насадки, м ; g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{сек}^2$; a — удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; $\rho_{\text{г}}$ и $\rho_{\text{ж}}$ — плотность газа и жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; ϵ — свободный объем насадки, $\text{м}^3/\text{м}^3$; ω_0 — скорость газа, отнесенная ко всему сечению колонны (приведенная или фиктивная); $\text{Fr}_{\text{г}} = a\omega_0^2 / (4g\epsilon^3)$ — критерий Фруда для газа; $A = 3(u^2 ab / 2g\epsilon^3)^{1/3}$ — безразмерный параметр орошения, причем $b = \frac{1,748}{\text{Re}_{\text{ж}}^{0,8}}$, а $\text{Re}_{\text{ж}} =$

$= \frac{4\omega_{\text{ж}}}{a\mu_{\text{ж}}}$; u — плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$;

B_1 и B_2 — постоянные, зависящие от рода и размера насадки, а также от величины A .

Значения величин A , B_1 и B_2 :

Керамические кольца (<30 мм):	A	B_1	B_2
начало подвисяния . . .	0—0,7	0,046	1
захлебывание . . .	0—0,2	0,168	1,83
захлебывание . . .	0,2—1	0,081	0,96
Керамические кольца (>30 мм):			
начало подвисяния . . .	0,2—0,7	0,0243	1,165
захлебывание . . .	0,3—0,7	0,118	1,22
Стальные кольца (25—50 мм):			
захлебывание . . .	0,3—0,55	0,081	1,44
захлебывание . . .	0,55—0,8	0,067	0,96

Вычислив по формуле (4-32) значение T , можно при помощи выражения (4-33) найти приведенную скорость газа ω_0 , соответствующую подвисянию или захлебыва-

нию. Следует заметить, что такой метод расчета скорости газа предполагает предварительное определение величины ξ . По Жаворонкову [Л. 26] для беспорядочных кольцевых насадок при ламинарном движении ($Re_r < 40$)

$$\xi = \frac{140}{Re_r}, \quad (4-34a)$$

при турбулентном движении ($Re_r > 40$)

$$\xi = \frac{16}{Re_r^{0,2}}. \quad (4-34б)$$

Продувание газа через скруббер связано с затратой энергии. Для определения мощности, затрачиваемой на перекачивание газа, нужно подсчитать сопротивление тракта, которое зависит от типа насадки и гидродинамического режима работы аппарата. Насадочные скрубберы работают обычно в турбулентном режиме, при котором для течения газа через насадки кусковую или из колец Рашига $Re > 70$.

Н. М. Жаворонковым [Л. 25, 26] рекомендуются следующие формулы для определения сопротивления сухих насадок из беспорядочно насыпанных колец или кусков: для ламинарного режима ($Re < 70$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{200 \gamma_r \omega_0^2 v}{gd_s^3 v}, \text{ мм вод. ст.}; \quad (4-35)$$

для турбулентного режима ($Re < 7000$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{7,6 \gamma_r \omega_0^{1,8} v^{0,2}}{gd_s^{1,2} v^{1,8}}, \text{ мм вод. ст.}; \quad (4-36)$$

для турбулентного режима ($Re > 7000$)

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{1,3 \gamma_r \omega_0^2 v}{gd_s v^2}, \text{ мм вод. ст.}, \quad (4-37)$$

где h — высота насадки, м; v — кинематическая вязкость газа, $m^2/сек$; v — свободный объем насадки, m^3/m^3 .

Для хордовой насадки и правильно уложенных колец при работе в турбулентном режиме

$$\Delta p_{\text{сух}} = h \frac{2 \gamma_r \omega_0^{1,625} v^{0,375}}{gd_s^{1,375} v^{1,625}} \left[0,78 + 17 \frac{v}{fz} \varphi_0^{-1,37} \right], \quad (4-38)$$

где z — число рядов насадки на 1 м ее высоты или число рядов колец; φ_0 — отношение наибольшего свободного сечения насадки к наименьшему.

Для хордовой насадки

$$\varphi_0 = \frac{a+b}{2};$$

для правильно уложенных колец

$$\varphi_0 = \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}},$$

где b — толщина доски (хорды); a — зазор между досками; $d_{\text{нар}}$ и $d_{\text{вн}}$ — наружный и внутренний диаметры колец.

Сопротивление смоченной насадки всегда больше сопротивления сухой вследствие уменьшения проходного сечения слоем жидкостной пленки:

$$\Delta p_{\text{см}} = \Psi \Delta p_{\text{сух}}. \quad (4-39)$$

При орошении водой величина коэффициента Ψ может быть найдена по приближенной формуле:

$$\Psi = 1,2 + 0,04u, \quad (4-40)$$

где u — плотность орошения, $m^3/m^2 \cdot ч$.

При орошении другой жидкостью следует вводить еще множитель $v^{0,056}$, где v — относительная кинематическая вязкость жидкости (по отношению к вязкости воды).

Мощность N , необходимая для продувания газа через скруббер, выразится формулой

$$N = \frac{G \Delta p}{3600 \cdot 102 \gamma_2 \eta_n}, \text{ квт}, \quad (4-41)$$

где G — весовой расход газа, $кг/ч$; Δp — полное сопротивление скруббера, $кг/м^2$; γ_2 — удельный вес газа, $кг/м^3$; η_n — к. п. д. нагнетателя; 3600 — переводной множитель, $сек/ч$; 102 — переводной множитель, $кг \cdot м/квт$.

4-6. РАСПЫЛЕНИЕ ЖИДКОСТИ В ПОЛЫХ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

В распыливающих смесительных теплообменниках жидкость диспергируется с помощью форсунок или вращающихся дисков на мелкие капли, которые движутся

сверху вниз; сначала ускоренно под действием силы тяжести, а затем, когда их силы тяжести уравниваются силой сопротивления газа, с постоянной относительной скоростью, равной [Л. 72]:

$$w_0 = \sqrt{\frac{4gd\gamma_{ж}}{3\varphi\gamma_{г}}}, \text{ м/сек.}$$

Если принять коэффициент лобового сопротивления для шара $\varphi \approx 0,5$ [Л. 48, стр 320], $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ и выразить диаметр капли d в миллиметрах, то скорость капли относительно газа будет равна:

$$w_0 = 0,162 \sqrt{\frac{d\gamma_{ж}}{\gamma_{г}}}. \quad (4-42)$$

Действительная скорость капли при противотоке

$$w_{д} = w_0 - w,$$

где w — скорость газа, м/сек.

Для распыливания жидкости в скрубберах наиболее широкое применение нашли механические форсунки, через которые жидкость распыливается благодаря ее повышенному давлению (для воды в скрубберах 3—5 ат, для растворов в распылительных сушилках 50—200 ат). Размер капель в аппарате вследствие дробления жидкости при трении о газ, а также слипания колеблется в широком диапазоне от 1 до 150 $\mu\text{м}$. Определение среднего диаметра капель затруднительно, так как их образование зависит от многих факторов. Диаметр капель d при распылении механическими форсунками можно определить в первом приближении по формуле

$$d = 8gk \frac{\sigma}{\gamma_{ж}v^2}, \quad (4-43)$$

где $g \approx 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/сек^2 ; σ — поверхностное натяжение, кг/м ; $\gamma_{г}$ — удельный вес газовой среды, кг/м^3 ; v — скорость выхода струи, м/сек ; k — коэффициент, зависящий от поверхностного натяжения жидкости σ :

	$\sigma, \text{кг/м}$	k
Для воды . . .	0,00745	2,5
Для спирта . . .	0,0023	3,5
Для глицерина .	0,0065	5,0

При распылении 1 м^3 жидкости на капли диаметром $d, \text{мм}$, поверхность капель $F_{к}$ получается равной примерно $6000/d, \text{м}^2$, а поверхность капель f , приходящаяся на 1 м^3 объема аппарата, равна:

$$f = \frac{u}{3600 w_{д}} \frac{6000}{d} = 1,67 \frac{u}{w_{д}d}, \text{ м}^2/\text{м}^3, \quad (4-44)$$

где u — плотность орошения, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; $w_{д}$ — действительная скорость капель в камере, м/сек .

Полная поверхность капель в объеме аппарата может быть найдена по формуле

$$F_{к} = Vf, \text{ м}^2. \quad (4-45)$$

Зная необходимую поверхность капель из расчета теплопередачи аппарата, можно легко найти требуемый объем камеры V .

Производительность механической форсунки может быть определена по формуле

$$V_{ф} = 5040 \mu S \sqrt{p}, \text{ л/ч}, \quad (4-46)$$

где p — давление жидкости в форсунке, ат; μ — коэффициент расхода (0,6—0,75); S — сечение выходного отверстия форсунки, см^2 .

Более простая формула для расчета производительности механических форсунок имеет вид:

$$V_{ф} = ap_m, \text{ л/ч}. \quad (4-47)$$

Для a и m в табл. 4-1 [Л. 71] приводятся опытные данные в зависимости от конструкции форсунки.

Потребная мощность при механическом распылении

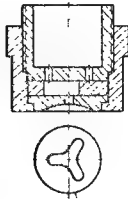
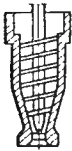
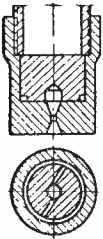
$$N = \frac{V_{ф}\Delta p}{102 \eta_{н}}, \text{ кВт}. \quad (4-48)$$

Распыление жидкости в смесительных теплообменниках с помощью пневматических форсунок и вращающихся дисков не может конкурировать с механическим распылением, поскольку последнее более экономично и базируется на менее сложном оборудовании.

Из-за ограниченности объема книги здесь приводятся только некоторые формулы, позволяющие производить сравнительные расчеты различных распыливающих устройств. Подробный расчет пневматических и диско-

Таблица 4-1

Характеристика форсунок

Тип форсунки	Диаметр выходного отверстия, мм	a	m
	5	220	0,66
	8	360	0,54
	1,2	20	0,53
	2	80	0,47

вых распыливающих устройств можно найти в специальной литературе [Л. 49, 56].

Пневматические форсунки работают действием сжатого воздуха давлением 2—5 ат с относительным расходом 0,3—1 кг воздуха на 1 кг жидкости.

Диаметр капли d можно определить по эмпирической формуле Нукиямы и Танасавы:

$$d = 580 \cdot 10^4 \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma_{ж} \omega_0} + 1680 \left(\frac{\mu_{ж}}{V \sigma \gamma_{ж}} \right)^{0,45}} \times \left(\frac{1000}{V} \right)^{1,5}, \text{ мк}, \quad (4-49)$$

где σ — поверхностное натяжение, кгс/м; ω_0 — относительная скорость жидкости в воздухе (100—300 м/сек); $\mu_{ж}$ — динамическая вязкость жидкости, кгс·сек/м²; $V_{ж}$ и $V_{в}$ — соответственно объемные расходы жидкости и воздуха через форсунку, м³/сек.

Мощность, потребляемая турбокомпрессором при работе пневматических форсунок, определяется по формуле

$$N = 3,88 \frac{V_{в}}{\eta_0 \eta_m \eta_{и}} \frac{\{T_{в}\}}{273} \lg \frac{p}{p_0}, \text{ кВт}, \quad (4-50)$$

где $V_{в}$ — расход воздуха при 760 мм рт. ст. и 0°С, м³/мин; $T_{в}$ — температура воздуха при входе в компрессор, °К; p_0 и p — давление воздуха при входе и при выходе из компрессора, ат; $\eta_0=0,96$ — $0,98$ — объемный к. п. д. компрессора; $\eta_m=0,97$ — $0,98$ — механический к. п. д. компрессора; $\eta_{и}=0,55$ — $0,65$ — индикаторный к. п. д. компрессора.

Диаметр капель при распылении жидкости диском может быть определен по формуле

$$d = 98,5 \frac{1}{n} \sqrt{\frac{\sigma}{R \gamma_{ж}}}. \quad (4-51)$$

Мощность N , затрачиваемую при центробежном распылении, можно определить по формуле

$$N = 2 \cdot 10^{-4} G R n, \text{ кВт}, \quad (4-52)$$

где

где n — частота вращения диска, *об/мин*; R — радиус диска, *м*; σ — поверхностное натяжение, *кгс/м*; $\gamma_{ж}$ — удельный вес раствора, *кг/м³*; G — количество распыливаемой жидкости, *кг/сек*.

4-7. РАСЧЕТ КАСКАДНОГО СМЕСИТЕЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Каскадные или полочные смесительные теплообменники нашли применение главным образом как конденсаторы водяного пара. Целью расчета полочных аппаратов является определение расхода охлаждающей воды, диаметра конденсатора, числа полок, количества отсасываемого воздуха, высоты барометрической трубы и мощности вакуум-насоса для откачивания паровоздушной смеси.

Расход охлаждающей воды легко определить из теплового баланса [Л. 42]:

$$W_{п} i_{п} + G t'_{в} = (W_{п} + G) t''_{в}, \quad (4-53)$$

откуда

$$G = W_{п} \frac{i_{п} - t'_{в}}{t''_{в} - t'_{в}}, \quad \text{кг}, \quad (4-54)$$

где G — расход охлаждающей воды, *кг/ч*; $W_{п}$ — расход конденсируемого пара, *кг/ч*; $i_{п}$ — энтальпия поступающего пара, *ккал/кг*; $t'_{в}$ и $t''_{в}$ — начальная и конечная температуры охлаждающей воды, °С.

На выходе из барометрического конденсатора температура воды бывает ниже температуры пара на 2—3°С, т. е. $t''_{в} = t_{нас} - (2 \div 3)^{\circ}$.

Диаметр конденсатора d_k рассчитывают по формуле

$$d_k = \sqrt{\frac{4W_{п}}{\pi \cdot 3600 \gamma_{п} \omega_{п}}} = 0,0188 \sqrt{\frac{W_{п}}{\gamma_{п} \omega_{п}}}, \quad (4-55)$$

где $\gamma_{п}$ и $\omega_{п}$ — удельный вес (*кг/м³*) и скорость пара (*м/сек*).

При давлении в конденсаторе 0,1—0,2 ат скорость пара принимают равной 10—15 *м/сек* в сечении, не занятом полками, и 20—25 *м/сек* в узком месте парового тракта. Число полок определяют на основании решения диффе-

ренциального уравнения теплового баланса стекающей струи. Количество тепла, передаваемое от пара к цилиндрической сплошной струйке, вытекающей из отверстия полки, равно:

$$dQ = \alpha (t_{нас} - t_{в}) dF = 3600 s w c \gamma dt, \quad (4-56)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от пара к воде, *ккал/м² · ч · град*; $t_{нас}$ — температура насыщения, °С; $t_{в}$ — переменная температура воды, °С; F — поверхность соприкосновения пара с водой, *м²*; s — площадь сечения струи, *м²*; w — скорость течения воды в рассматриваемом сечении, *м/сек*; γ и c — удельный вес воды, *кг/м³*, и ее теплоемкость, *ккал/кг*.

В уравнении (4-56) сделаем замену

$$dF = \frac{\pi d_{стр}^2}{4} dH \quad (4-57)$$

и по соотношению Льюиса введем коэффициент массообмена

$$\beta = \frac{\alpha}{c \gamma}.$$

На основании обработки опытных данных ЦКТИ И. И. Чернобыльский [Л. 98], заменив β величиной $gd_{экр}/w$, имеющей ту же размерность, и переходя от цилиндрической струи к плоской, получил конкретный вид критериального уравнения:

$$\ln \frac{t_{нас} - t'_{в}}{t_{нас} - t''_{в}} = 0,029 \left(\frac{gd_{экр}}{w_0^2} \right)^{0,2} \left(\frac{H}{d_{экр}} \right)^{0,7}, \quad (4-58)$$

где $w_0 = G/bh$ — начальная скорость истечения струи;

$d_{экр} = \frac{2b\delta}{b + \delta}$ — эквивалентный диаметр плоской струи; b — ширина сливного порога полки; δ — толщина струи; h — высота слоя воды на полке.

Высота слоя h определяется из формулы водослива

$$h = \left(\frac{G}{0,42b \sqrt{2g}} \right)^{0,67}. \quad (4-59)$$

Толщина струи

$$\delta = \frac{2G}{b \left(w_0 + \sqrt{w_0^2 + 2gH} \right)}. \quad (4-60)$$

На основании практических данных для каскадных полочных конденсаторов принимают расстояние между полками $H=0,5-0,6$ м.

С помощью уравнения (4-58) можно рассчитать нагрев воды при перетекании ее с тарелки на тарелку и количество сконденсировавшегося при этом пара. Производя последовательно расчет от полки к полке, начиная с верхней, можно установить число полок, необходимое для нагрева охлаждающей воды в конденсаторе до температуры, которая на $2-3^\circ$ ниже температуры насыщения поступающего в конденсатор пара (пример см. [Л. 42, стр. 286]).

Количество воздуха, подлежащее удалению из конденсатора, принимают на основании практических данных. Считается, что на каждые 1000 м^3 охлаждающей воды и конденсата вносится $0,025 \text{ кг}$ воздуха; кроме того, количество воздуха, проникающее через неплотности установки, находящейся под разрежением, принимают равным около 1% от веса сконденсировавшегося пара. Тогда расчетная формула для определения количества отсасываемого воздуха L примет вид:

$$L = [0,25(G + W_{\text{п}}) + 100W_{\text{п}}] \cdot 10^{-4} \text{ кг/ч}. \quad (4-61)$$

Температуру отсасываемого воздуха определяют по эмпирической формуле

$$t_{\text{возд}} = t'_{\text{в}} + 4 + 0,1(t''_{\text{в}} - t'_{\text{в}}). \quad (4-62)$$

Объем отсасываемого воздуха

$$V_{\text{возд}} = \frac{29,27L(273 + t_{\text{возд}})}{\rho_{\text{возд}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4-63)$$

где $\rho_{\text{возд}} = p_{\text{а}} - p_{\text{п}}$ — парциальное давление воздуха, кгс/м^2 ; $p_{\text{а}}$ — абсолютное давление в конденсаторе, кгс/м^2 ; $p_{\text{п}}$ — парциальное давление пара в конденсаторе, определяемое по таблицам водяного пара при температуре $t_{\text{возд}}$, кгс/м^2 .

Для удаления паровоздушной смеси из барометрических конденсаторов применяют поршневые, водокольцевые и паронинжекторные вакуумные насосы.

Расчет барометрической трубы сводится к определению ее диаметра и высоты. Диаметр трубы

$$d_{6, \text{тр}} = 0,0188 \sqrt{\frac{G + W_{\text{п}}}{w}}, \quad (4-64)$$

где $w=0,5-1$ м/сек — скорость воды в трубе.

Высота барометрической трубы

$$H = 10,33 \frac{B}{760} + \frac{w^2}{2g} \left(2,5 + \lambda \frac{H}{d_{6, \text{тр}}} \right) + 0,5 \text{ м}, \quad (4-65)$$

где B — вакуум в конденсаторе, мм рт. ст.; λ — коэффициент трения; $2,5$ и $0,5$ — коэффициенты, учитывающие потери на местные сопротивления и возможные колебания вакуума в конденсаторе.

Барботажные тарельчатые смесительные аппараты рассчитываются как ректификационные колонны (см. гл. 5).

4-8. О СТРУЙНЫХ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ

Струйные смесительные теплообменники применяют для конденсации пара или для подогрева воды паром. Рабочей средой в них служит вода, а инжектируемой — пар, который при конденсации подогревает воду. Вода подводится к одному или нескольким вертикальным соплам (см. рис. 4-1, з). Пар подводится сбоку и вследствие инжектирующего действия воды подсасывается через кольцевые щели между конусами в центральное пространство конденсатора, где и конденсируется. Под действием кинетической энергии струи смесь охлаждающей воды, конденсата и воздуха сжимается в диффузоре до давления, превышающего атмосферное, и удаляется в водоприемник. Высокая интенсивность процесса тепло- и массообмена между паром и турбулентной струей жидкости при их непосредственном контакте, в сотни раз превосходящая интенсивность процесса в поверхностных теплообменниках, позволяет получить конструктивно простой и малогабаритный смесительный теплообменник. К сожалению, процессы, протекающие в струйном теплообменнике, изучены недостаточно полно и могут быть описаны и проанализированы пока только с качественной стороны. Количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик струйного теплообменника не представляется пока возможным. Имеются экспериментальные работы, проведенные в ВТИ им. Дзержинского Е. Я. Соколовым и Н. М. Зингером, которыми можно руководствоваться при проектировании струйных смесительных подогревателей [Л. 80].

4-9. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

1. Уточняют исходные данные для расчета:

- а) часовой расход сухого газа G , $кг/ч$;
- б) начальное влагосодержание влажного газа d_1 , $кг/кг$;
- в) температуру газа на входе в теплообменник $t'_г$, $^{\circ}C$;
- г) температуру газа на выходе из теплообменника $t''_г$, $^{\circ}C$;
- д) температуру жидкости на входе в теплообменник $t'_ж$, $^{\circ}C$.

По таблицам для сухого газа определяют его физические константы при $t'_г$.

2. Определяют конечное влагосодержание газа $d_г$. Полагая, что на выходе из смесительного теплообменника при температуре $t''_г$ газ является насыщенным, влагосодержание находят по формуле

$$d_2 = \frac{R_{с.г}}{R_n} \frac{p_{\max}}{p - p_{\max}}, \quad (4-66)$$

где $R_{с.г} = 848/\mu_{с.г}$ — газовая постоянная сухого газа (молекулярный вес воздуха $\mu_{с.г} = 28,95$); $R_n = 848/\mu_n$ — газовая постоянная водяного пара (молекулярный вес водяного пара $\mu_n = 18,016$); p — давление влажного газа в аппарате, $ат$;

$p_{\max}$ — давление насыщенного пара при $t''_г$, $ат$.

3. Определяют температуру мокрого термометра t_m как верхний предел нагрева жидкости по методу, предложенному Н. И. Егоровым [Л. 23]. Этот метод основан на составлении теплового баланса смесительного теплообменника в момент насыщения газа парами и достижения жидкостью температуры мокрого термометра. При достижении жидкостью температуры t_m тепло, содержащееся в газе, равно сумме тепла, внесенного газом в аппарат, и тепла паров, образовавшихся при испарении жидкости, т. е.

$$G(c_{с.г} t_m + d_m i_m) = G(c_{с.г} t'_г + d_1 i_1) + G(d_m - d_1) t_m,$$

или

$$c_{с.г} t_m + d_m i_m = c_{с.г} t'_г + d_1 i_1 + (d_m - d_1) t_m. \quad (4-67)$$

Заменяв энтальпию пара i выражением $595 + 0,47 t$, можно переписать уравнение (4-67) в виде, удобном для расчета без таблицы и i - S -диаграммы для водяного пара:

$$c_{с.г} t_m + d_m (595 + 0,47 t_m) = c_{с.г} t'_г + d_1 (595 + 0,47 t'_г) + (d_m - d_1) t_m. \quad (4-68)$$

Далее, задавшись некоторым значением t_m , методом приближения решают уравнение (4-68), определяя давление насыщенного пара $p_{\max}$ и находя значение d по формуле (4-66)

$$d_m = \frac{R_{с.г}}{R_n} \frac{p_{\max}}{p - p_{\max}}.$$

Подставив значения t_m и d_m , а также величины $t'_г$ и d_1 в уравнение (4-68), проверяют сходимость баланса. В случае неравенства левой и правой частей уравнения задаются другими значениями t_m , вновь определяют соответствующее значение d_m , пока не получится удовлетворительная сходимость баланса.

4. Находят конечную температуру жидкости на выходе из аппарата по формуле (4-6).

5. Определяют часовой расход жидкости, поступающей в теплообменник, по формуле (4-4).

6. Определяют количество отводимого газом тепла по формуле (4-7).

7. Определяют средний действительный расход газа в теплообменнике по формуле

$$V = V_{с.г}^0 \left(1 + \frac{\gamma_{с.г} d_1}{0,805} \right) \frac{(273 + t'_г) p_0}{273 p}, \quad (4-69)$$

где $V_{с.г}^0$ — объемный расход сухого газа при нормальных условиях, $м^3/ч$; p — давление влажного газа в аппарате, $ат$; p_0 — давление при нормальных физических условиях, $ат$; $\gamma_{с.г}$ — удельный вес сухого газа при нормальных условиях, $кг/м^3$;

$t'_г \approx \frac{t'_г + t''_г}{2}$ — средняя температура газа в скруббере, $^{\circ}C$;

$d \approx \frac{d_1 + d_2}{2}$ — среднее влагосодержание газа в скруббере, $кг/кг$ с. г.

8. Определяют полное сечение пустого теплообменника. Это сечение должно удовлетворять одновременно двум условиям: 1) для насадочных аппаратов плотность орошения u должна быть в пределах $5-10 м^3/м^2 \cdot ч$ [Л. 23]; 2) скорость газа в пустом сечении аппарата должна быть в пределах $1-3 м/сек$ для насадочных и $\sim 1 м/сек$ для полых форсуночных теплообменников. В первом случае полное сечение аппарата находят из соотношения

$$S = \frac{W_n}{\gamma_{ж} u}, \quad м^2. \quad (4-70)$$

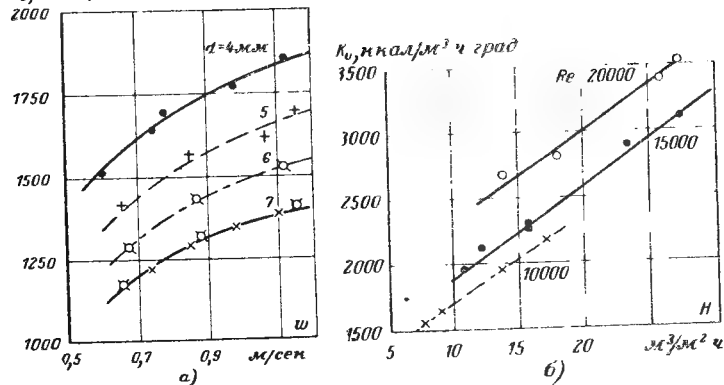
Из условия оптимальной скорости полное сечение аппарата находят по формуле

$$S = \frac{Vv}{3600\omega_0}, \quad м^2. \quad (4-71)$$

Принимая во внимание необходимость одновременного существования равенств (4-70) и (4-71), получаем:

$$\frac{W_n}{V} = \frac{\gamma_{ж} u v}{3600\omega_0}. \quad (4-72)$$

Если найденное расчетом соотношение W_n/V не удовлетворяет уравнению (4-72) при подстановке предельных значений ω_0 и u , необходимо применить рециркуляционную схему при охлаждении газов в насадочном теплообменнике.

$k_v, \text{ккал/м}^3 \text{ ч град}$
 2000
Рис. 4-5. Зависимость объемного коэффициента теплообмена k_v .

а — от скорости газа w при различной степени диспергирования жидкости;
 б — от плотности орошения u при различных критериях Re для газа.

9. Производят расчет коэффициента теплообмена k_F . Для насадочных теплообменников величина коэффициента теплообмена k_F , отнесенного к единице поверхности насадки, может быть определена по формулам (4-22) или (4-23), а для скрубберов с кольцами Рашига предпочтительнее пользоваться формулой (4-26). Объемный коэффициент теплообмена k_v для полого смесительного теплообменника определится пересчетом по формуле (4-29):

$$k_v = [k_F,$$

где f — удельная поверхность в единице объема насадки, выбираемой для расчета насадочного скруббера.

По экспериментальным данным Академии коммунального хозяйства [Л. 29] для объемного коэффициента теплообмена имеется графическая зависимость от скорости газа w и степени диспергирования жидкости d в виде кривых, представленных на рис. 4-5, а. Объемный коэффициент теплообмена форсуночно-насадочных аппаратов в зависимости от плотности орошения u при различных критериях Re для газа представлен на рис. 4-5, б.

10. Определяют среднюю разность между температурами газа и жидкости по формулам (4-19) и (4-20) как среднелогарифмическую разность температур.

11. Определяют расчетную поверхность насадки для насадочного смесительного теплообменника по формуле (4-28) или объем полого форсуночного теплообменника по формуле (4-27).

12. Определяют объем насадки по формуле (4-29):

$$V_n = \frac{F_n}{f},$$

где f — удельная поверхность насадки в единице объема, она берется по таблице характеристики насадок (табл. 4-2).

Характеристика насадок

Тип и размеры насадки, мм	Удельная поверхность f , $\text{м}^2/\text{м}^3$	Свободный объем v , $\text{м}^3/\text{м}^3$	Объемный вес, $\text{кг}/\text{м}^3$	Приведенный диаметр $d_{пр} = \frac{4v}{f}$, м
Кольца Рашига керамические (беспорядочно лежащие):				
15×15×2	330	0,7	690	0,0085
25×25×3	200	0,74	530	0,015
35×35×4	140	0,78	505	0,022
50×50×5	90	0,785	530	0,035
Кольца Рашига керамические (правильно уложенные):				
50×50×5	110	0,735	650	0,027
80×80×8	80	0,72	670	0,036
100×100×10	60	0,72	670	0,048
Кокс, размер кусков, мм:				
25	120	0,53	600	0,018
40	85	0,55	590	0,026
75	42	0,58	550	0,055
Кварц, размер кусков, мм:				
25	120	0,37	1 600	0,012
40	85	0,43	1 450	0,02
75	42	0,46	1 380	0,044
Хордовая насадка 10×100,				
$t=10$	100	0,55	210	0,022
$t=20$	65	0,68	145	0,042
$t=30$	48	0,77	110	0,063
Металлическая сетка	160	0,95	390	0,024
Керамические кольца Палля (беспорядочно лежащие):				
25×25×3	220	0,74	610	0,013
35×35×4	165	0,76	540	0,018
50×50×5	120	0,78	520	0,026

Продолжение табл. 4-2

Тип и размеры насадки, мм	Удельная поверхность f , $\frac{м^2}{м^3}$	Свободный объем v , $\frac{м^3}{м^3}$	Объемный вес, $\frac{кг}{м^3}$	Приведенный диаметр $d_{пр} = \frac{4v}{f}$, м
Стальные кольца Палля (беспорядочно лежащие):				
15×15×0,4	380	0,9	525	0,009
25×25×0,6	235	0,9	490	0,015
35×35×0,8	170	0,9	455	0,021
Седла Берля из керамики (беспорядочно лежащие):				
12,5	460	0,68	720	0,006
25	260	0,69	670	0,011
35	165	0,7	670	0,017

13. Определяют полную высоту насадки или высоту полезного объема форсуночного аппарата

$$h = \frac{V_H}{S}, \text{ м.} \quad (4-73)$$

14. Определяют диаметр аппарата

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} S}, \text{ м.} \quad (4-74)$$

15. Оценивают удельное тепловое напряжение q_V в теплообменнике. Для насадочного аппарата

$$q_V = \frac{Q}{V_H} = \frac{k_F F_H \Delta t_{ср}}{V_H} = k_F f \Delta t_{ср}. \quad (4-75)$$

Для полого аппарата

$$q_V = \frac{Q}{V_{пол}} = \frac{k_V V_{пол} \Delta t_{ср}}{V_{пол}} = k_V \Delta t_{ср}. \quad (4-75a)$$

4-10. ПРИМЕР ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА НАСАДОЧНОГО СКРУББЕРА¹

Определить основные размеры насадочного скруббера и количество переданного в нем тепла, а также расход охлаждающей воды, если в скруббер подаются продукты горения природного газа.

¹ Пример заимствован из [Л. 73].

1. Исходные данные:

$$G = 15\,300 \text{ кг с.г./ч; } d_1 = 0,105 \text{ кг/кг с.г.};$$

$$t'_T = 200^\circ \text{С; } t''_T = 40^\circ \text{С; } t'_{ж} = 10^\circ \text{С;}$$

$$\mu_{с.г} = 29,5; R = 28,7 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град};$$

$$c_{с.г} = 0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}; \gamma_{с.г} = 1,32 \text{ кг/м}^3.$$

2. Конечное влагосодержание газа d_2 (давление берем по таблицам для водяного пара или по $I-d$ -диаграмме):

$$d_2 = \frac{28,7}{47,1} \cdot \frac{0,075}{1,032 - 0,075} = 0,048 \text{ кг/кг с.г.}$$

3. Температура мокрого термометра. Принимаем $t_m = 65^\circ \text{С}$.

$$d_m = \frac{28,7}{47,1} \cdot \frac{0,255}{1,032 - 0,255} = 0,20 \text{ кг/кг с.г.}$$

Проверяем баланс в момент насыщения.

Левая часть:

$$0,24 \cdot 65 + 0,20 \cdot 625 = 140 \text{ ккал/кг.}$$

Правая часть:

$$0,24 \cdot 200 + 0,105 \cdot 687 + (0,2 - 0,105)65 = 128,5 \text{ ккал/кг.}$$

Баланс расходится на 11,5 ккал/кг, причем левая часть больше правой, что свидетельствует о том, что температура мокрого термометра принята выше действительной. Принимаем $t_m = 60^\circ \text{С}$.

$$d_m = \frac{28,7}{47,1} \cdot \frac{0,203}{1,032 - 0,203} = 0,15 \text{ кг/кг с.г.}$$

Проверяем баланс в момент насыщения.

Левая часть:

$$0,24 \cdot 60 + 0,15 \cdot 623 = 108 \text{ ккал/кг.}$$

Правая часть:

$$0,24 \cdot 200 + 0,105 \cdot 687 + (0,15 - 0,105)60 = 124.$$

Баланс расходится на 16 ккал/кг, причем правая часть больше левой, что свидетельствует о том, что принятая температура мокрого термометра ниже действительной. С точностью до 1% температура мокрого термометра может быть принята в интервале между обоими приближениями равной $t_m = 63^\circ \text{С}$.

4. Конечная температура выхода воды из скруббера принимается на несколько градусов ниже температуры мокрого термометра:

$$t''_{ж} = 63 - 3 = 60^\circ \text{С.}$$

5. Количество воды, поступающей в скруббер:

$$W_H = \frac{153\,000 [0,24 (200 - 40) + 0,105 (687 - 60) + 0,048 (614 - 60)]}{60 - 10} = 23\,400 \text{ кг/ч,}$$

6. Количество тепла, передаваемого газом жидкости:

$$Q = 15\,300[(0,24 \cdot 200 + 0,105 \cdot 687) - (0,24 \cdot 40 + 0,048 \cdot 614)] = 1\,230\,000 \text{ ккал/ч.}$$

7. Средний действительный расход газа в скруббере

$$V = \frac{15\,300}{1,32} \left[1 + \frac{1,32 \cdot 0,077}{0,805} \right] \cdot \frac{273 + 120}{273} \cdot \frac{1,032}{1,032} = 18\,800 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

8. Площадь сечения скруббера.

Принимаем плотность орошения $u_w = 10 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч.}$

$$S = \frac{23\,400}{1\,000 \cdot 10} = 2,34 \text{ м}^2.$$

Скорость газа по пустому сечению

$$w_0 = \frac{18\,800 \cdot 0,735}{3\,600 \cdot 2,34} = 1,64 \text{ м/сек.}$$

Скорость газа находится в допустимых пределах.

9. Поверхностный коэффициент теплообмена для насадочного скруббера. Предварительно находим параметры сухого газа в жидкости при средних температурах газа

$$t_F = \frac{200 + 40}{2} = 120^\circ \text{C}$$

и жидкости

$$t_{ж} = \frac{60 + 10}{2} = 35^\circ \text{C.}$$

$$\lambda_{с.г} = 2,8 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C};$$

$$\mu_{с.г} = 2,2 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2;$$

$$\gamma_{с.г} = 1,0 \text{ кг/м}^3; \nu_{ж} = 0,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$$

Находим величину коэффициента теплообмена для скруббера с насадкой из колец Рашига размерами $50 \times 50 \times 5 \text{ мм.}$ Для такой насадки

$$f = 100 \text{ м}^2/\text{м}^3 \text{ и } v = 0,735 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

тогда

$$k_F = 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{2,8 \cdot 10^{-2} (1,64 \cdot 1)^{0,8} \cdot 10^{0,7}}{110^{0,5} \cdot 0,735^{0,3} (2,2 \cdot 10^{-6})^{0,8} (0,73 \cdot 10^{-6})^{0,7}} = 15 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C.}$$

10. Средняя разность между температурами газа и жидкости:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(200 - 60) - (40 - 10)}{2,3 \lg \frac{140}{30}} = 70^\circ \text{C.}$$

11. Поверхность насадки

$$F_n = \frac{1\,230\,000}{15 \cdot 70} = 1\,180 \text{ м}^2.$$

12. Объем насадки

$$V_n = \frac{1\,180}{110} = 10,7 \text{ м}^3.$$

13. Высота насадки

$$H = \frac{V}{S} = \frac{10,7}{2,34} = 4,6 \text{ м.}$$

14. Диаметр скруббера

$$D = 1,13 \sqrt{S} = 1,13 \sqrt{2,34} = 1,7 \text{ м.}$$

15. Удельная тепловая нагрузка

$$q_v = \frac{k_F F_n \Delta t_{ср}}{V_n} = \frac{Q}{V_n} = 15 \cdot 70 \frac{1\,180}{10,7} = 115\,000 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч.}$$

16. Величина объемного коэффициента теплообмена для насадки

$$k_v = 15 \cdot 110 = 1\,650 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{C.}$$

Величина k_v находится в допустимых пределах.

Проведенный расчет позволяет установить, что скруббер с насадкой из колец Рашига размерами $50 \times 50 \times 5$ диаметром $D = \sqrt{\frac{2,34}{0,785}} = 1,7 \text{ м,}$ высотой $4,6 \text{ м}$ может служить для охлаждения газа и нагрева воды в пределах, поставленных заданием.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Назначение, области применения и основные конструктивные типы смесительных теплообменников.

2. Перечислите достоинства и недостатки основных типов смесительных теплообменников.

3. Какие способы диспергирования жидкости применяются в смесительных аппаратах? Назовите наиболее экономичные из них.

4. Изобразите на $I-d$ -диаграмме основные процессы тепло- и массообмена в смесительных аппаратах при

$$t_{ж} < t_{м} \text{ и при } t_{ж} > t_{м}.$$

5. Напишите уравнение теплового баланса для смесительного аппарата.

6. Какие задачи ставятся перед тепловым расчетом смесительных аппаратов? Напишите исходные уравнения для расчета насадочных и полых скрубберов.

7. Напишите формулы для определения средней разности температур для противоточных и прямоточных смесительных аппаратов.

8. Какими формулами следует пользоваться при определении коэффициента теплообмена в расчете смесительных аппаратов?

9. Как определяют оптимальную величину плотности орошения для смесительных аппаратов? Каков оптимальный режим работы аппаратов по подаче жидкости?

10. Какой тип насадки имеет наибольший удельный объем и удельную поверхность? Какие насадки имеют наименьшие удельный объем и удельную поверхность?

11. Перечислите основные этапы последовательности проектирования смесительных теплообменников.

Глава пятая

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

5-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ¹

Процесс ректификации применяют для разделения жидких смесей на практически чистые компоненты или фракции, имеющие различные температуры кипения при одинаковом давлении. Физическая сущность процесса ректификации может быть представлена как двусторонний массо- и теплообмен между противоточно движущимися неравновесными фазами пара и жидкости при высокой турбулизации контактирующих потоков. Вследствие массообмена пар обогащается низкокипящими, а жидкость — высококипящими компонентами. Благодаря многократному контакту фаз можно получить практически чистые пары низкокипящих компонентов и жидкость из высококипящих компонентов.

В промышленных ректификационных колоннах ректификация, как и всякий диффузионный процесс, осуществляется в противотоке пара и жидкости, что обеспечивает различные температуры и неравновесные концентрации контактирующих фаз. Жидкое орошение при ректификации достигается путем конденсации некоторой доли паров в специальном устройстве — дефлегматоре — и возвращения образовавшейся жидкости — флегмы — в верхнюю часть колонны. Паровое орошение создается путем испарения жидкости в кубовой части колонны. Жидкость, перетекая внутри колонны по насадке или с

тарелки на тарелку вниз, соприкасается с поднимающимися из куба парами, причем температура жидкости ниже температуры паров, а концентрация фаз не отвечает условиям равновесия, т. е. жидкость относительно богаче низкокипящими компонентами. При каждом соприкосновении с жидкостью пары частично конденсируются, а жидкость за счет тепла конденсации паров частично испаряется. Таким образом, пары при движении вверх по колонне обогащаются низкокипящими, а жидкость, опускаясь в куб, — высококипящими компонентами.

Корпуса современных ректификационных колонн достигают огромных размеров: диаметр до 8 м, общая высота более 50 м.

Ректификация широко применяется в химической промышленности для разделения жидких смесей; в нефтепереработке — для разделения природных углеводородов нефти на фракции; в металлургии редких металлов — для предварительного обогащения растворов солей металлов; в производстве кислорода — путем предварительного ожижения воздуха и последующей ректификации жидкой смеси газов и во многих других отраслях техники.

Для ректификации применяют аппараты колонного типа — барботажные, насадочные, пленочные, инжекционные и др.

5-2. ДИАГРАММА РАВНОВЕСИЯ. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Путем ректификации двухкомпонентной смеси жидкость разделяется на две части: часть, содержащую преимущественно низкокипящий компонент, получаемую в виде дистиллята, и часть, обедненную низкокипящим компонентом, в виде кубового остатка.

Обычно расчет ректификационной колонны ведут по количествам, отнесенным к 1 кг готового продукта — дистиллята.

Обозначим:

$F = G_1/G_d$ — количество кг-молей поступающей на ректификацию смеси, отнесенное к 1 кг-молю готового продукта; $W = G_w/G_d$ — количество кг-молей кубовой жидкости, отнесенное к 1 кг-молю готового продукта; $R = G_R/G_d$ — флегмовое число или количество кг-молей возвращающегося в колонну ди-

¹ Предполагается, что с основами процесса ректификации читатель знаком в объеме гл. 5 [Л. 50].

стиллята (флегмы), отнесенное к 1 кг-молю готового продукта; $V = (R + 1)$ — количество кг-молей паров, выходящих из колонны в дефлегматор для конденсации; y_f, y_d, y_w — молярное содержание низкокипящего компонента в парах, равновесное: жидкости исходной смеси, дистилляту и кубовому остатку; x_f, x_d, x_w — молярное содержание низкокипящего компонента соответственно в исходной смеси, в дистилляте и в кубовом остатке; a_f, a_d, a_w — весовое содержание низкокипящего компонента соответственно в исходной смеси, в дистилляте и в кубовом остатке.

Материальный баланс ректификационной колонны можно записать в виде двух равенств:
для всей смеси

$$G_f = G_d + G_w$$

или

$$F = 1 + W; \quad (5-1)$$

для низкокипящего компонента в смеси

$$G_f x_f = G_d x_d + G_w x_w$$

или

$$F x_f = x_d + W x_w = x_d + (F - 1) x_w. \quad (5-2)$$

Используя уравнения (5-1) и (5-2), можно решать задачи по определению количеств и состава веществ, участвующих в процессе ректификации. Заметим, что уравнения (5-1) и (5-2) применимы и при выражении величин G_f, G_d и G_w в весовых количествах (кг/сек). При этом составы смеси, дистиллята и остатка должны подставляться в уравнения в весовых долях (a_f, a_d, a_w).

Формулы для пересчета весовых долей в молярные имеют вид:

для низкокипящего компонента

$$x_A = \frac{a/\mu_A}{\frac{a}{\mu_A} + \frac{b}{\mu_B}}; \quad (5-3)$$

для высококипящего компонента

$$x_B = \frac{b/\mu_B}{\frac{a}{\mu_A} + \frac{b}{\mu_B}}, \quad (5-4)$$

где x_A и x_B — молярные доли соответственно низкокипящего и высококипящего компонентов в жидкой смеси; a и b — весовые доли компонентов в жидкой смеси; μ_A и μ_B — молекулярные веса компонентов.

По закону Рауля [Л. 50], который положен в основу аналитического расчета процессов разделения взаимно растворимых смесей, можно записать:

$$p_A = P_A x_A, \quad (5-5)$$

где p_A — парциальное давление пара низкокипящего компонента A над кипящей смесью; P_A — давление насыщенного пара низкокипящего компонента A при температуре кипения смеси.

Можно записать аналитическое уравнение для высококипящего компонента B

$$p_B = P_B (1 - x_A). \quad (5-6)$$

Обозначив через P суммарное давление паров смеси, получим:

$$P = p_A + p_B = P_A x_A + P_B (1 - x_A). \quad (5-7)$$

Из уравнения (5-7) следует, что

$$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}. \quad (5-8)$$

Обозначив через y_A молекулярную долю компонента A в паровой фазе, можно написать:

$$y_A = \frac{p_A}{p_A + p_B} = \frac{P_A x_A}{P_A x_A + P_B (1 - x_A)} = \frac{P_A x_A}{P}. \quad (5-9)$$

Заметим, что если компонент A является низкокипящим (летучим) компонентом, то $P_A > P_B$.

Зная давления насыщения чистых компонентов P_A и P_B при различных температурах, можно составить таблицу равновесия смеси (табл. 5-1).

Выбрав несколько значений температуры кипения смеси, лежащих между температурами кипения чистых компонентов A и B , можно построить $t - x - y$ -диаграмму равновесия (рис. 5-1, а), в которой по оси абсцисс отложены концентрации низкокипящего компонента в жидкости x и в парах y , а по оси ординат — температура t . Зависимость $t = f(x)$ является линией кипения смеси, а

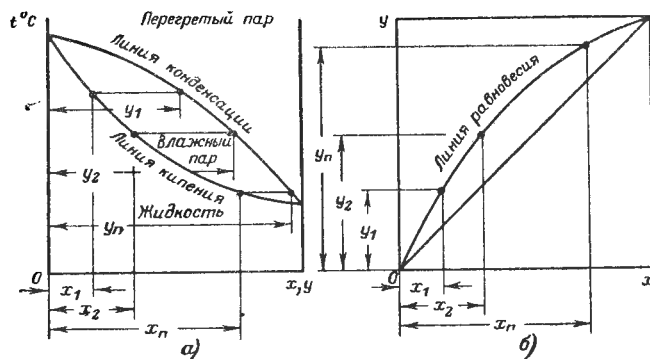


Рис. 5-1. Диаграмма кипения и конденсации $t-x-y$ (а) и диаграмма равновесия $y-x$ (б) для идеальной смеси.

Таблица 5-1

Упругости паров чистых компонентов смеси и содержание летучего компонента в жидкой и в паровой фазах в заданном интервале температур

$t, ^\circ\text{C}$	$P_A,$ мм рт. ст.	$P_B,$ мм рт. ст.	$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}$	$y_A = \frac{P_A x_A}{P}$

зависимость $t=f(y)$ — линией сухого пара или линией конденсации смеси. $t-x-y$ -диаграмма называется диаграммой кипения и конденсации смеси. Для расчета числа тарелок ректификационной колонны пользуются диаграммой, по которой по оси абсцисс откладывают концентрацию низкокипящего компонента в жидкости (x), а на оси ординат — концентрацию низкокипящего компонента в парах (y). Такая диаграмма получила название диаграммы равновесия (рис. 5-1, б).

Элементарно процесс ректификации можно представить себе как разделение исходной жидкой смеси на дистиллят и остаток в результате процесса взаимодействия

жидкости с парами в двух колоннах: верхней — укрепляющей и нижней — исчерпывающей (рис. 5-2). В нижней колонне жидкая смесь F , поступающая на ректификацию с концентрацией низкокипящего компонента x_f , взаимодействует в противотоке с парами, первоначальная концентрация которых равна концентрации паров кубового остатка y_w . В результате тепло- и массообмена опускающаяся жидкая смесь обедняется низкокипящим компонентом, а поднимающиеся из куба пары обогащаются низкокипящим компонентом. В верхней колонне пар с начальной концентрацией y_f , соответствующей концентрации исходной жидкой смеси F , взаимодействует в противотоке с флегмой R , начальная концентрация которой равна концентрации дистиллята x_d . При этом он обогащается низкокипящим компонентом до заданной конечной концентрации y_d , а высококипящий компонент извлекается из паровой фазы и смешивается с опускающейся жидкостью.

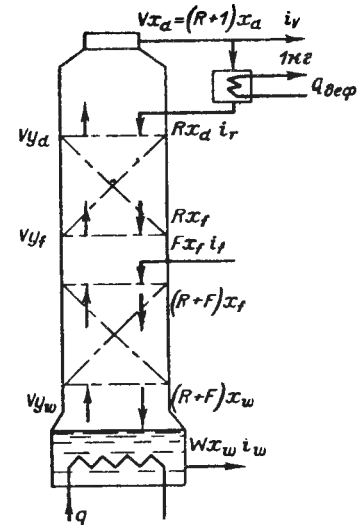


Рис. 5-2. Принципиальная схема ректификации.

Пар для тепло- и массообмена с жидкостью получается в ректификационной колонне в результате испарения жидкой смеси в нижней (кубовой) части аппарата, а также путем многоступенчатого испарения опускающейся жидкости при контакте с поднимающимися парами. В укрепляющую и исчерпывающую колонны жидкость поступает в виде исходной смеси части возвращаемого в колонну дистиллята — флегмы; кроме того, жидкость образуется в процессе конденсации движущегося в колонне пара.

Для упрощения анализа тепло- и массообмена в ректификационной колонне принято делать следующие допущения:

1. Исходная жидкая смесь нагревается предваритель-

по до температуры кипения, т. е. в колонне тепло на нагрев смеси не расходуется.

2. Молярные теплоты испарения обоих компонентов одинаковы ($r_{\mu A} = r_{\mu B}$), что не дает существенной ошибки при расчете в молярных величинах. Таким образом, считают, что при конденсации каждый кг-моль пара испаряет такое же количество жидкости, вследствие чего количества поднимающегося пара и стекающей жидкости по высоте колонны не изменяются, а изменяется только их состав.

3. Концентрация уходящего из ректификационной колонны пара равна концентрации дистиллята ($y_d = x_d$).

4. При испарении жидкости в кубе не происходит изменения ее состава, т. е. концентрация образующихся паров равна концентрации кубового остатка ($y_w = x_w$).

Приняв в основу равенство количеств конденсирующихся паров и испаряющейся жидкости в колонне, материальный баланс ректификационной колонны для низкого компонента можно выразить равенствами:

для верхней колонны

$$(R + 1) dy = R(-dx); \quad (5-10)$$

для нижней колонны

$$(R + 1) dy = (R + F)(-dx). \quad (5-11)$$

На участке верхней колонны от произвольного сечения с концентрациями x в жидкости и y в паре до выходного сечения с концентрациями соответственно x_d и y_d изменение концентрации флегмы ($x_d - x$) и изменение концентрации паров ($y_d - y$) выразится уравнением

$$(R + 1)(y_d - y) = R(x_d - x). \quad (5-12)$$

Заменив по допущению (3) y_d на x_d , перепишем равенство (5-12) в виде

$$(R + 1)(x_d - y) = R(x_d - x), \quad (5-12a)$$

откуда

$$y = \frac{R}{R + 1}x + \frac{x_d}{R + 1} = Ax + B, \quad (5-13)$$

где

$$A = \frac{R}{R + 1} \text{ и } B = \frac{x_d}{R + 1}$$

при выбранных для расчета значениях R и x_d — постоянные коэффициенты.

На участке от произвольного сечения нижней колонны с концентрациями x и y до ее низа изменение концентрации выразим равенством [по уравнению (5-11)]

$$(R + 1)(y - y_w) = (R + F)(x - x_w), \quad (5-11a)$$

или после замены по допущению (4) y_w на x_w

$$y = \frac{R + F}{R + 1}x - \frac{F - 1}{R + 1}x_w = A'x + B', \quad (5-14)$$

где

$$A' = \frac{R + F}{R + 1} \text{ и } B' = \frac{F - 1}{R + 1}x_w.$$

Как известно, уравнения (5-13) и (5-14) называют уравнениями линий рабочих концентраций для верхней (укрепляющей) и нижней (исчерпывающей) частей ректификационной колонны.

Написав уравнение (5-10) для краевых условий верхней части колонны, получим:

$$(R + 1)(x_d - y_f) = R(x_d - x_f), \quad (5-10a)$$

откуда

$$R = \frac{x_d - y_f}{y_f - x_f}. \quad (5-15)$$

Величина R показывает, какое количество кг-молей флегмы нужно возвратить в колонну, чтобы получить 1 кг-моль ректификата. Величина $(R + 1)$ показывает, какое количество кг-молей жидкости нужно испарить в кубе ректификационной колонны для получения 1 кг-моля ректификата.

5-3. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ЛИНИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Подставляя в уравнение (5-13) значение концентрации жидкости, соответствующее готовому продукту — $x = x_d$, получим $y = x_d$, т. е. на $y - x$ -диаграмме (рис. 5-3) рабочая линия укрепляющей части колонны проходит через точку D , лежащую на диагонали ($y = x_d$) и имеющую абсциссу x_d . Тангенс угла наклона этой линии ($\operatorname{tg} \alpha$) равен $\frac{R}{R + 1}$, а отрезок B , отсекаемый этой линией на оси

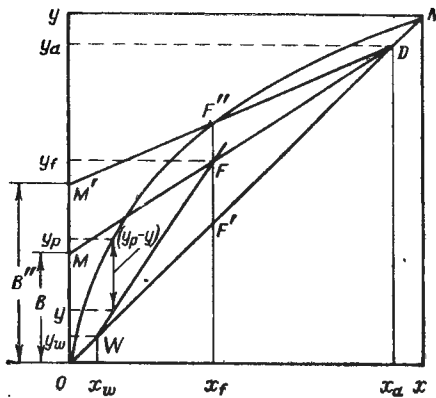


Рис. 5-3. Построение рабочих линий ректификационной колонны на y - x -диаграмме.

ординат, равен:

$$B = \frac{x_d}{R+1}. \quad (5-16)$$

Если в уравнение (5-14) исчерпывающей колонны подставим значение $x = x_w$, то получим $y = x_w$. Это означает, что рабочая линия для исчерпывающей колонны проходит через точку W , лежащую на диагонали ($y = x_w$) и имеющую абсциссу x_w . Точка пересечения рабочих линий укрепляющей и исчерпывающей колонн характеризует жидкость при переходе из одной колонны в другую. Эта точка будет второй точкой рабочей линии укрепляющей колонны. Ее можно найти, приравняв друг к другу уравнения (5-13) и (5-14):

$$\frac{R}{R+1}x + \frac{x_d}{R+1} = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_w.$$

Умножив обе части этого равенства на $(R+1)$ и приведя подобные члены, получим:

$$x_d = Fx - (F-1)x_w,$$

откуда концентрация смеси в точке пересечения рабочих линий

$$x = \frac{x_d + (F-1)x_w}{F}. \quad (5-17)$$

Из уравнения (5-2) можно видеть, что этому же значению равна концентрация смеси в точке x_f , т. е. абсцисса точки F равна концентрации исходной смеси x_f .

Возможны различные способы построения рабочих линий. Один из них заключается в следующем. На оси абсцисс откладывают точки x_w , x_f и x_d , соответствующие концентрациям кубового остатка, исходной смеси и дистиллята, и проводят через них вертикали x_wW , x_fF и x_dD . Согласно принятому флегмовому числу R на оси ординат откладывают отрезок OM , равный $B = \frac{x_d}{R+1}$. Точку M соединяют прямой с точкой D , лежащей на пересечении вертикали x_dD с диагональю диаграммы. Точку F пересечения этой прямой с вертикалью x_fF соединяют с точкой W пересечения вертикали x_wW с диагональю. Отрезок FD является рабочей линией укрепляющей части колонны, а отрезок FW — рабочей линией исчерпывающей части колонны. Концентрации пара y_p , равновесные с жидкостью в каждом сечении колонны, выражаются линией равновесия $OF''N$. Отрезки ординат между линией равновесия $OF''N$ и рабочими линиями WFD , равные разности $(y_p - y)$, выражают движущую силу процесса массообмена, т. е. процесса испарения низкикипящего компонента из смеси.

Направление рабочих линий зависит не только от конечных концентраций дистиллята и кубового остатка, но и от флегмового числа R . При $R = \infty$ [уравнение (5-16)] отрезок $B = 0$, т. е. рабочие линии совпадут с диагональю (точка F'). Это означает, что колонна работает на себя — без отбора дистиллята. Такой режим работы для производственной колонны неприемлем. Другой предельный режим в работе колонны будет в случае, когда две рабочие линии пересекутся в точке F'' , лежащей на линии равновесия смеси. Очевидно, что в этой точке движущая сила массообменного процесса $(y_p - y) = 0$, и, следовательно, ректификационная колонна должна иметь бесконечно большую поверхность контакта жидкой и паровой фаз. При этом флегмовое число имеет минимальное значение и равно [см. уравнение (5-15)]:

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_{fp}}{y_{fp} - x_f}, \quad (5-18)$$

где y_{fp} — концентрация пара, находящегося в равновесии с исходной жидкостью.

Величину $R_{\min}$ можно найти и графически, приведя на y — x -диаграмме прямую DM' из точки D через точку F'' пересечения вертикали $x_f F$ с линией равновесия. Измерив отрезок B'' , отсекаемый прямой DM' на оси ординат, находят $R_{\min}$ по формуле (5-16):

$$R_{\min} = \frac{x_d}{B''} - 1. \quad (5-19)$$

Как указывалось выше, минимальное значение флегмового числа возможно в бесконечно высокой колонне, т. е. для производственных аппаратов оно нереально. Бесконечно большая величина R возможна только при работе колонны «на себя», т. е. без выхода дистиллята. Наивыгоднейшее значение флегмового числа, при котором затраты на сооружение колонны минимальны, а эксплуатационные расходы (т. е. затраты на тепло для испарения жидкости и на охлаждающую воду в дефлегматоре) оптимальны, может быть найдено технико-экономическим расчетом. Для производственных ректификационных колонн значение рабочего флегмового числа R принимают в пределах от 1,2 $R_{\min}$ до 2,5 $R_{\min}$.

Отношение рабочего флегмового числа к минимальному $R/R_{\min} = \varphi$ получило название коэффициента избытка флегмы.

5-4. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ТАРЕЛОК В РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЕ

Под теоретической тарелкой понимают такую ступень контакта между паром и жидкостью, на которой осуществляется изменение концентраций фаз от рабочего состояния до равновесного.

Если на диаграмме y — x (рис. 5-4) задана кривая равновесия $y=f(x)$ бинарной смеси, то зависимость между концентрациями жидкой и паровой фаз на тарелках ректификационной колонны, выражаемая уравнениями (5-13) и (5-14), определяется рабочими линиями DF и FW , проходящими через точки (x_n, y_{n-1}) , (x_{n+1}, y_n) и т. д. Так, например, координаты точки c выражают концентрацию пара y_{n-1} , поступающего с $(n-1)$ -й тарелки на n -ю, и концентрацию жидкости x_n , стекающей с n -й тарелки на $(n-1)$ -ю. Если в контакте пара с жидкостью n -й тарелки достигается равновесие между фазами, то

отрезок cd выразит изменение концентрации пара, вызванное прохождением последнего через n -ю тарелку:

$$y_n = y_{n-1} + \Delta y_n.$$

Изменение концентрации жидкости на той же n -й тарелке выражается отрезком ed , т. е.

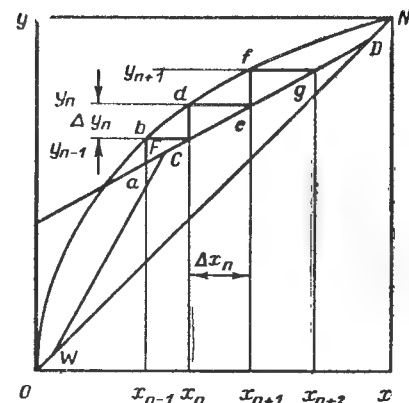
$$x_n = x_{n+1} - \Delta x_n.$$

Таким образом, катеты прямоугольного треугольника характеризуют изменение концентрации фаз на одной n -й тарелке колонны.

Можно продолжить построение прямоугольных треугольников как для вышележащих, так и для нижележащих тарелок. Как это вытекает из уравнений (5-13) и (5-14), гипотенузы всех прямоугольных треугольников лежат на рабочих линиях укрепляющей и исчерпывающей частей колонны.

Графическое определение числа теоретических тарелок на y — x -диаграмме начинают с точки D , соответствующей концентрации дистиллята. Проводя на точке D поочередно горизонталь до линии равновесия $OF''N$, затем вертикали между кривой равновесия и линиями концентрации верхней и нижней частей колонны до тех пор, пока в результате пересечения с кривой равновесия не будет получена точка, абсцисса которой x меньше x_w , получают ряд ступеней, число которых и определяет число теоретических тарелок колонны.

Уравнения рабочих линий и их построение основаны на предположении, что при прохождении через каждую ректификационную тарелку между паром и жидкостью устанавливается полное равновесие состава фаз. Однако в действительности это не наблюдается, и поэтому для осуществления процесса ректификации в заданных условиях практически требуется значительно больше тарелок



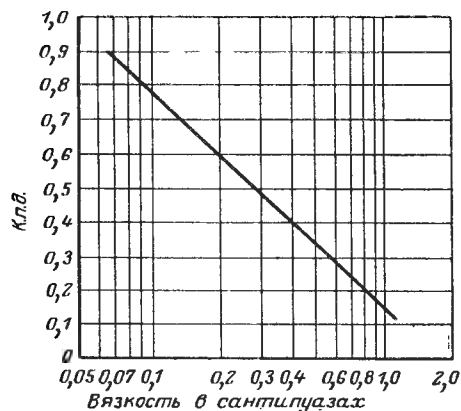


Рис. 5-5. К. п. д. тарелок в зависимости от молярной вязкости исходной смеси.

лок, чем это получается при графическом построении на y — x -диаграмме между кривой равновесия и рабочими линиями. Для того чтобы от числа теоретических перейти к числу действительных тарелок, необходимо ввести поправочный коэффициент, учитывающий кинетику процессов, происходящих на тарелках колонны. Наиболее распространенным методом введения поправки является использование общего (полного) к. п. д. тарелки, под которым понимают отношение числа теоретических тарелок к числу действительных тарелок:

$$\frac{n_T}{n_D} = \eta < 1. \quad (5-20)$$

При делении числа теоретических тарелок, найденных графически, на коэффициент η получают число действительных тарелок.

Опыты показали, что степень действительного обогащения пара низкокипящим компонентом от равновесного обогащения различна на различных тарелках колонны и зависит от скорости прохождения пара и жидкости через колонну, величины поверхности контакта фаз, расстояния между тарелками, высоты слоя жидкости на тарелке, давления в колонне, физико-химических свойств перегоняемой смеси и ряда других факторов. Для различных условий перегонки и конструктивного оформления

колонны к. п. д. тарелки колеблется в пределах от 0,2 до 0,9. Для ориентировочного определения к. п. д. тарельчатой ректификационной колонны, работающей в условиях оптимальной нагрузки по пару и жидкости, можно пользоваться графиком рис. 5-5 [Л. 32]. По оси абсцисс отложено значение суммарной молярной вязкости исходной жидкой смеси при ее средней температуре, которое определяется по формуле

$$\Sigma \mu_{\text{мол}} = x_A \mu_A + x_B \mu_B, \quad (5-21)$$

где x_A и x_B — молярные доли компонентов A и B в исходной смеси; μ_A и μ_B — вязкости чистых компонентов A и B при средней температуре исходной смеси, спз .

5-5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Согласно схеме рис. 5-2 составим уравнение теплового баланса ректификационной колонны в расчете на 1 кг дистиллята.

Приход тепла:

Расход тепла:

подводится в кипя-

тильник куба . . . q

со смесью . . . Fi_f

с флегмой . . . Ri_r

с паром из колонны Vi_v

с кубовым остатком Wi_w

потери в окружающую среду . . . q_n

$$q + Fi_f + Ri_r = Vi_v + Wi_w + q_n, \quad (5-22)$$

где i_f , i_r , i_v и i_w — энтальпии соответственно исходной смеси, флегмы, пара и кубового остатка, ккал/кг .

Сделав замену в виде $V=R+1$, $F=W+1$ и решая относительно q , получаем:

$$q = R(i_v - i_r) + W(i_w - i_f) + 1(i_v - i_f) + q_n, \quad (5-23)$$

где член $R(i_v - i_r)$ — расход тепла на испарение флегмы, ккал ; член $W(i_w - i_f)$ — расход тепла на нагревание кубового остатка, ккал ; член $1(i_v - i_f)$ — расход тепла на испарение дистиллята, ккал .

Энтальпии жидкостей могут быть выражены как $i = ct$, где $c = c_A x + c_B (1-x)$.

Энтальпия пара $i_n = i_r + r_f$, где $r_f = r_A x + r_B (1-x)$.

Общее количество тепла, подводимое к кипятивнику куба, равно:

$$Q = qD, \quad (5-24)$$

где D — часовое количество готового продукта-дистиллята, кг/ч.

Расход охлаждающей воды в дефлегматоре W_d определяется из уравнений;

при конденсации пара в количестве, соответствующем флегмовому числу R ,

$$W_d = \frac{DRr_f}{t''_{в.д} - t'_{в.д}}; \quad (5-25)$$

при полной конденсации пара в дефлегматоре

$$W'_d = \frac{D(R+1)r_f}{t''_{в.д} - t'_{в.д}}, \quad (5-26)$$

где $t'_{в.д}$ и $t''_{в.д}$ — температура охлаждающей воды на входе и на выходе из дефлегматора, °C.

Расход охлаждающей воды в холодильнике-конденсаторе W_k равен:

$$W_k = \frac{Dr_f + D(i'_v - i''_v)}{t'_{в.к} - t''_{в.к}}, \quad (5-27)$$

где i'_v и i''_v — энтальпии дистиллята на входе и на выходе из конденсатора, ккал/кг; $t'_{в.к}$ и $t''_{в.к}$ — температура охлаждающей воды на входе и на выходе из конденсатора, °C.

5-6. СХЕМЫ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Промышленные ректификационные установки разделяют по принципу работы на действующие периодически и непрерывно.

Ректификационные установки периодического действия могут работать в двух режимах:

а) постоянная концентрация дистиллята ($x_d = \text{const}$) при переменном флегмовом числе ($R = \text{var}$);

б) постоянное флегмовое число ($R = \text{const}$) при переменной концентрации дистиллята ($x_d = \text{var}$).

Принцип работы периодически действующей колонны заключается в следующем (рис. 5-6, а). Исходная смесь

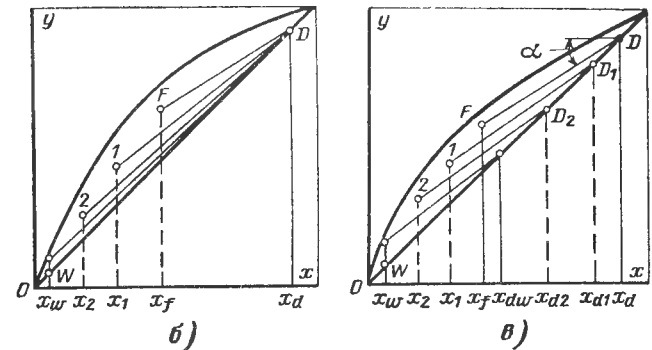
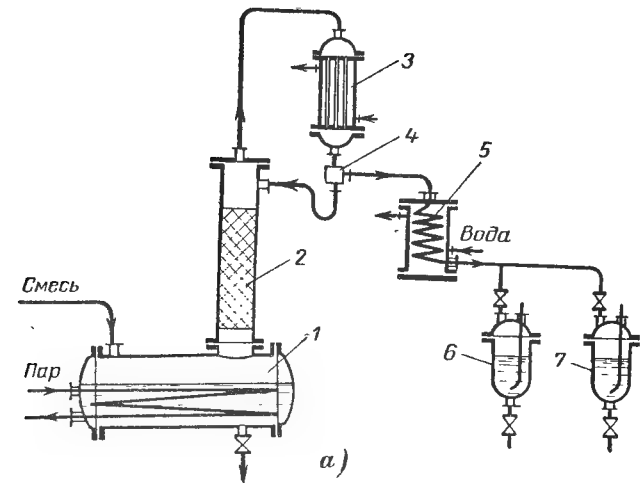


Рис. 5-6. Ректификационная установка периодического действия.

а — принципиальная схема; б — рабочий процесс с переменным флегмовым числом на y - x -диаграмме; в — рабочий процесс с постоянным флегмовым числом на y - x -диаграмме.

вводится непосредственно в кубовую часть колонны 1, где подогревается до температуры кипения и частично испаряется под воздействием внешнего источника тепла. Пары поднимаются по колонне 2 и в противотоке взаимодействуют с жидкой фазой, поступающей в верхнюю часть колонны из дефлегматора 3. Пары, обогащенные в ходе тепло- и массообмена низкокипящим компонен-

том, выходят из колонны и конденсируются в дефлегматоре, отдавая тепло конденсации охлаждающей воде. Из дефлегматора, в котором может произойти полная или частичная конденсация паров, жидкость (вместе с влажным паром) поступает в сепаратор-делитель 4. Количество жидкости, равное флегмовому числу R , возвращается на орошение ректификационной колонны, а другая часть, соответствующая выходу готового продукта, поступает через конденсатор-холодильник 5 в виде охлажденного дистиллята в сборные баки 6 и 7.

В режиме периодической работы колонны с постоянным составом дистиллята ($x_d = \text{const}$) флегмовое число необходимо изменять от минимального в начале процесса до максимального к его концу (рис. 5-6, б). При этом заметим, что по мере отгонки низкокипящего компонента концентрация его в кубе будет снижаться от x_f до x_w , проходя промежуточные значения x_1 , x_2 и т. д.

Положение точек 1, 2 и т. д., соответствующих изменению флегмового числа ($R = \text{var}$), можно определить подбором по уравнению (5-12)

$$(R + 1)(y_d - y_i) = R(x_d - x_i),$$

задаваясь некоторыми значениями x_1 , x_2 и т. д.

Периодическая ректификация с сохранением постоянной концентрации дистиллята и с непрерывно изменяющимся по определенной программе питанием колонны флегмой — дело чрезвычайно сложное. Поэтому такой режим в промышленных ректификационных установках широкого распространения не получил.

Метод периодической разгонки смесей в режиме с постоянным значением флегмового числа ($R = \text{const}$) и изменяющейся концентрацией дистиллята нашел широкое распространение. В y — x -диаграмме (рис. 5-6, в) наклон рабочих линий не изменяется, так как он зависит только от флегмового числа ($\text{tg} \alpha = \frac{R}{R + 1}$) и не зависит от

концентраций. Концентрация кубовой жидкости по низкокипящему компоненту будет снижаться от x_f до x_w , принимая значения x_1 , x_2 и т. д. Соответственно будет снижаться концентрация летучего компонента в дистилляте: x_d , x_{d1} , x_{d2} и т. д. до x_{dw} .

При перегонке дистиллята в одну емкость средняя концентрация готового продукта находится в пределах

между x_d и x_{dw} , а концентрация кубового остатка равна x_w . При наличии зависимости концентрации дистиллята от концентрации кубовой жидкости $x_d = f(x)$ может быть найдена средняя концентрация дистиллята по уравнению

$$x_{\text{ср}} = \frac{1}{x_f - x_w} \int_{x_w}^{x_f} f(x) dx. \quad (5-28)$$

Периодическая ректификация с постоянным флегмовым числом и переменной концентрацией дистиллята для малотоннажных производств выгодно отличается от описанного выше периодического процесса с переменным флегмовым числом и имеет даже преимущества перед непрерывной ректификацией, так как делает возможным разделение смеси любого числа компонентов при помощи одной ректификационной колонны.

Ректификационные установки непрерывного действия получили в промышленности наиболее широкое распространение благодаря ряду преимуществ перед установками для периодической ректификации:

1. Постоянство режима работы, что упрощает обслуживание и облегчает автоматизацию процесса.
2. Отсутствие простоев, что увеличивает производительность установки на единицу объема колонны.
3. Снижение потерь тепла и возможность использования тепла кубового остатка для подогрева исходной смеси.

По назначению непрерывно действующие ректификационные установки разделяются на установки для:

- 1) разделения смеси с целью укрепления низкокипящего (летучего) компонента и исчерпывания высококипящего компонента;
- 2) только обогащения летучего компонента или только удаления его из кубовой жидкости с целью ее обогащения;
- 3) двойной ректификации с целью разделения газов;
- 4) ректификации многокомпонентных смесей;
- 5) экстрактивной ректификации.

Рассмотрим кратко принцип работы этих установок.

- 1) В установках для разделения смеси с целью укрепления и исчерпывания компонентов (рис. 5-7, а) исход-

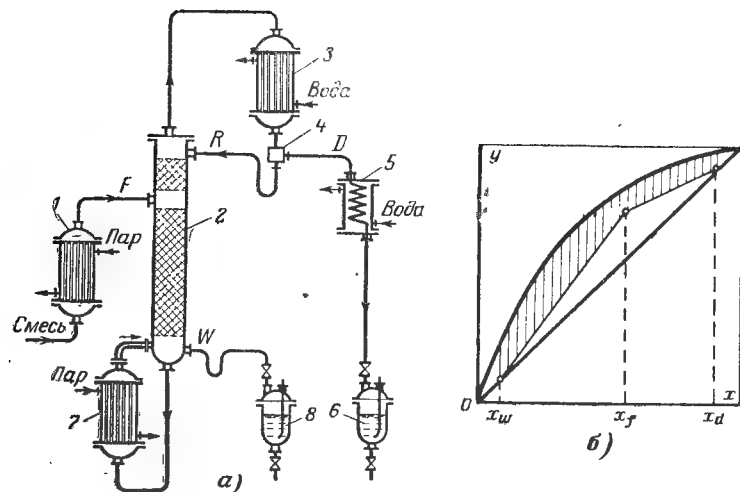


Рис. 5-7. Ректификационная установка непрерывного действия для разделения смеси.

а — принципиальная схема; б — зависимость между рабочими и равновесными концентрациями на y - x -диаграмме.

ная смесь поступает в среднюю часть колонны 2 через теплообменник 1, обогреваемый паром. В верхней части колонны, расположенной выше патрубка для ввода смеси, происходит укрепление паров флегмой, поступающей для орошения на верхнюю тарелку колонны. Пары, выходящие из укрепляющей части колонны, поступают в дефлегматор 3, откуда через распределитель 4 флегма возвращается в колонну, а дистиллят направляется в холодильник-конденсатор 5 и затем в сборник 6. В нижней части колонны, расположенной ниже патрубка для ввода смеси, происходит истощивание (обеднение) жидкости. В результате ректификации жидкость освобождается практически от низкокипящего компонента и собирается в кубе колонны или в специальном теплообменнике 7, где кипит и испаряется. Часть кубовой жидкости сливается в сборник 8.

Тепло кубовой жидкости и теплота испарения выходящих из колонны паров могут быть использованы в самой установке для предварительного подогрева исходной смеси.

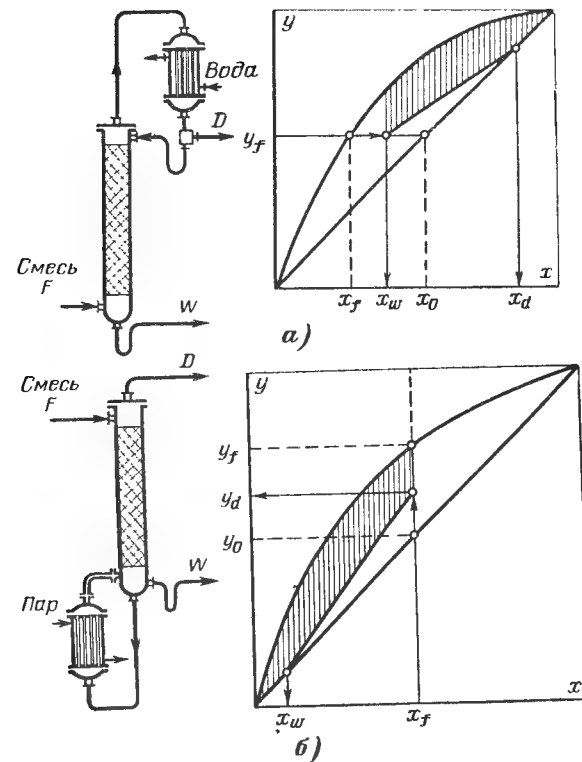


Рис. 5-8. Схемы ректификационных установок для обогащения одного из компонентов.

а — обогащение легкокипящего компонента; б — обогащение высококипящего компонента.

Движущая сила процесса массообмена для жидкости любой концентрации выражается на y - x -диаграмме (рис. 5-7, б) вертикальными отрезками между рабочими линиями и линиями равновесия фаз.

2) Процесс непрерывной ректификации, имеющей целью только обогащение паров, широко применяемый в нефтепереработке, осуществляется по схеме рис. 5-8, а. Исходная смесь в виде паров с концентрацией y_f поступает в нижнюю часть колонны. Навстречу поднимающимся парам из дефлегматора опускается флегма. Конечная концентрация кубового остатка x_w может коле-

баться в пределах от $x_0 = y_f$ до x_f , соответствующей бесконечно большой поверхности контакта фаз. Концентрация дистиллята может находиться между x_0 и x_d в пределах кривой равновесия. Величина движущейся силы процесса соответствует на y — x -диаграмме вертикальной штриховке. Для расчета такой колонны можно пользоваться следующими уравнениями.

Материальный баланс по летучему компоненту:

$$Fy_f = Dx_d + Wx_w. \quad (5-29)$$

Материальный баланс по всей смеси:

$$F = D + W. \quad (5-30)$$

Подставим значение D из уравнения (5-30) в уравнение (5-29):

$$Fy_f = (F - W)x_d + Wx_w,$$

откуда

$$W = F \frac{x_d - y_f}{x_d - x_w}. \quad (5-31)$$

Зная заданные x_d и x_w , можно определить количество кубового остатка W , а затем и дистиллята D .

Процесс обогащения кубового остатка осуществляется по схеме рис. 5-8, б. Жидкую смесь с концентрацией x_f подогревают до кипения и подают на верхнюю тарелку ректификационной колонны. Стекая в куб, жидкость воспринимает тепло подогревателя-кипятильника и кипит. Образующиеся при этом пары поднимаются и взаимодействуют с опускающейся жидкостью. Соответственно концентрации исходной смеси (см. x — y -диаграмму на рис. 5-8, б) дистиллят может иметь концентрацию летучего компонента y_d в пределах от y_f до y_0 , а кубовый остаток — от x_f до x_w в пределах, допускаемых положением кривой равновесия. Расчет такой ректификации производят на основании материального баланса. По летучему компоненту равенство запишется в виде

$$Fx_f = Dy_d + Wx_w. \quad (5-32)$$

Материальный баланс по всей смеси

$$F = D + W.$$

Заменяв значение W на $F - D$ и подставив в уравнение (5-32), получим:

$$Fx_f = Dy_d + (F - D)x_w,$$

откуда

$$D = F \frac{x_f - x_w}{y_d - x_w}. \quad (5-33)$$

Если заданы концентрации y_d и x_w , по уравнению (5-33) можно вычислить D , а затем W .

3) Установки двойной ректификации нашли применение в технике разделения газов. Такие установки состоят из двух колонн — верхней и нижней. На рис. 5-9 показана схема двухколонной установки для разделения воздуха на кислород и азот.

Известно, что воздух представляет собой бинарную смесь азота (78,03%) и кислорода (20,99%) с небольшой примесью других газов (0,94% аргона, 0,01% водорода, 0,0012% неона, 0,0004% гелия и др.). При атмосферном давлении температуры кипения азота и кислорода равны соответственно 77°C (-196°C) и 90°C (-183°C), т. е. по сравнению с кислородом азот является низкокипящим компонентом. Различие температур кипения компонентов и положены в основу разделения воздуха.

Перед подачей в ректификационную колонну воздух сжимают компрессором, а затем охлаждают в теплообменнике отходящими из колонны кислородом и азотом до температуры конденсации. Сжатый и охлажденный воздух поступает в змеевик 1, являющийся кипятильником в кубе 2 нижней колонны. В змеевике воздух конденсируется, отдавая тепло кипящей кубовой жидкости. Из змеевика охлажденный воздух проходит через дроссельный вентиль 3, где его давление снижается до 5 ат, и в качестве орошающей жидкости поступает в первую (нижнюю) ректификационную колонну 4. В результате ректификации в кубе нижней колонны собирается жидкость, обогащенная кислородом до 40—60%, а сверху —

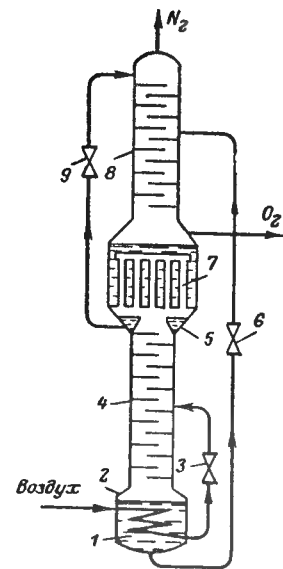


Рис. 5-9. Схема ректификационной колонны для разделения воздуха на кислород и азот.

пары азота, концентрация которых достигает 94—96% N₂. Пары азота конденсируются в трубах конденсатора 7, отдавая тепло кислороду, испаряющемуся в межтрубном пространстве. Около половины сконденсировавшегося азота в качестве орошающей жидкости стекает вниз по тарелкам первой колонны для обогащения кислорода, другая половина, улавливаемая карманами 5, проходит через дроссельный вентиль 9 и поступает с давлением около 1 ат на верхнюю тарелку верхней колонны 8 в качестве азотной флегмы. В качестве исходной смеси для разделения в верхнюю колонну через дроссельный вентиль 6 подается также и жидкость из испарителя 2. Поступая на среднюю тарелку верхней колонны и стекая вниз, она выделяет пары азота и обогащается кислородом. В результате ректификации в верхней части верхней колонны аппарат покидают пары практически чистого азота, а в нижней части верхней колонны — в межтрубном пространстве конденсатора 7 — собирается практически чистый кислород в виде жидкости. Там он испаряется, конденсируя при этом азот, поступающий в конденсатор из нижней колонны. Так же, как и газообразный азот, газообразный кислород направляют в теплообменники для охлаждения новой порции воздуха, поступающей на разделение.

В разделительных колоннах большой производительности (3 000—15 000 м³/ч кислорода) основную часть воздуха сжимают перед поступлением ее в установку только до давления, необходимого для обеспечения работы колонны двойной ректификации, — 5,5—6 ат; после охлаждения в теплообменных аппаратах эту часть воздуха подают в нижнюю колонну без дросселирования. Количество воздуха, необходимое для компенсации потерь, получают посредством процесса Линде с предварительным охлаждением или процесса Гей-ландта, используя для этого небольшую часть воздуха (5—12%), сжимаемую до высокого давления (около 40 ат) [Л. 81].

4) Установки для ректификации многокомпонентной смеси встречаются на практике чаще, чем установки для ректификации двухкомпонентной смеси. Для непрерывной ректификации многокомпонентных смесей применяют установки, состоящие из нескольких колонн. В каждой из них отделяется одна из составных частей смеси или смесь разделяется сначала на более простые по со-

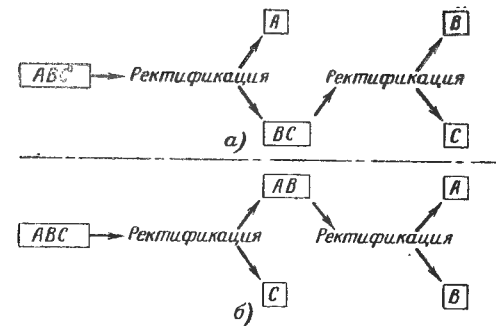


Рис. 5-10. Два варианта схемы разделения трехкомпонентной смеси.

а — первая схема; б — вторая схема.

ставу смеси, из которых в последующих по ходу процесса колоннах выделяются отдельные компоненты.

Для анализа процесса ректификации многокомпонентных смесей необходимо знать величины относительной летучести a компонентов, под которой понимают отношение давлений насыщения компонентов при данной температуре, т. е. отношение летучести P одного компонента (A) к летучести другого (B):

$$a_A = \frac{P_A}{P_B}.$$

Если три компонента A , B и C с относительной летучестью $a_A > a_B > a_C$ разделять на чистые вещества, то возможны две принципиальные схемы (рис. 5-10). Заметим, что если первая схема разделения возможна при любых условиях, то вторая схема работоспособна только при условии, что

$$a_B > \Sigma a_x, \quad (5-34)$$

где Σa_x — средняя относительная летучесть компонентов, собирающихся в остатке.

Выражение (5-34) можно сформулировать следующими словами: отделение в виде пара i -го компонента возможно только в том случае, если его относительная летучесть a_i больше средней относительной летучести всех

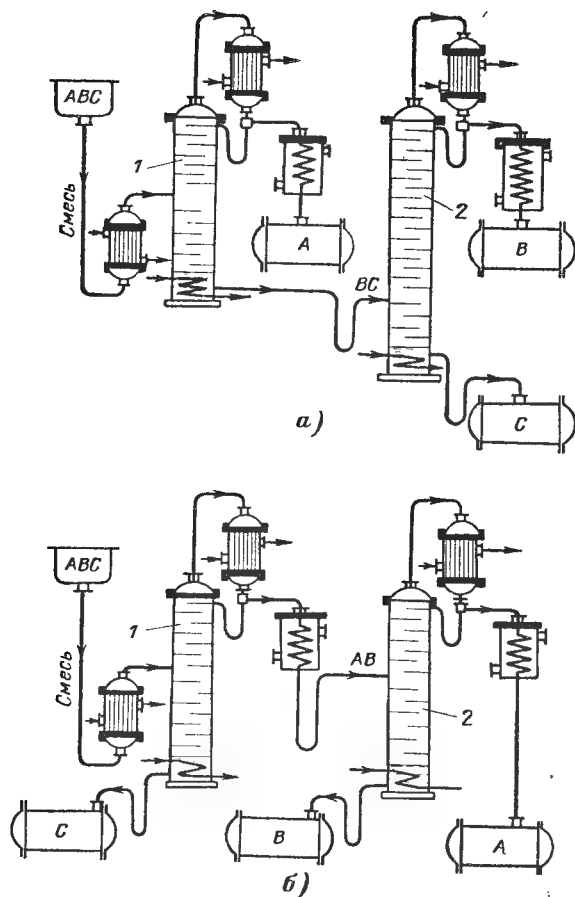


Рис. 5-11. Принципиальные схемы разделения трехкомпонентной смеси.

а — первая схема; б — вторая схема.

компонентов:

$$\sum ax = a_A x_A + a_B x_B + a_C x_C + \dots$$

Число колонн в установке на единицу меньше числа компонентов в исходной смеси. Так, для разделения тройной смеси требуются две колонны (рис. 5-11). По первой схеме в первой колонне отгоняется самый летучий

компонент *A*, а остаток в виде смеси *BC* поступает в следующую колонну, где и разделяется на компоненты *B* и *C*. По второй схеме в первой колонне отгоняется смесь *AB*, а в кубе остается высококипящий компонент *C*. Дальнейшее разделение смеси *AB* происходит в следующей колонне.

5) Установки для экстрактивной ректификации применяют при разделении компонентов с близкими температурами кипения или при разделении азеотропных смесей. Для повышения давления пара низкокипящего компонента применяют растворители избирательного действия, повышающие давление пара низкокипящего компонента в большей степени, чем давление пара высококипящего компонента. Применяемый растворитель должен быть менее летуч, чем компоненты исходной смеси.

В ректификационную колонну 1 (рис. 5-12) вводится исходная смесь *AB* и экстрагирующий компонент *E*. В результате ректификации в дистилляте оказывается труднорастворимый низкокипящий компонент *A*, а в остатке — смесь хорошо растворимого компонента *B* и экстрагирующего компонента *E*. Смесь *BE* поступает в следующую колонну 3 и в результате последующей ректификации разделяется на хорошо растворимый компонент *B*, отходящий в дистиллят, и экстрагирующий компонент *E*, собирающийся в остатке. После второй ректификации экстрагирующий компонент возвращается в колонну 1, т. е. он циркулирует замкнуто в двухколонной ректификационной установке.

При азеотропной ректификации применяют растворители, образующие с одним из компонентов азеотропную смесь с минимальной температурой кипения. Следовательно, при азеотропной ректификации растворитель удаляется с дистиллятом.

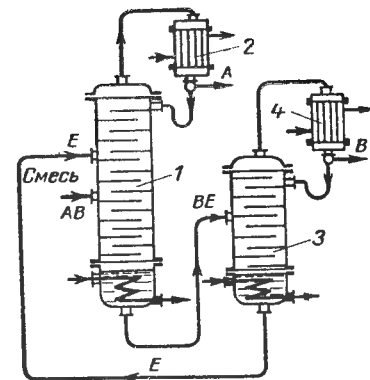


Рис. 5-12. Принципиальная схема экстрактивной ректификации.

1 — экстрактивная колонна; 2, 4 — флегматы; 3 — отгонная колонна.

В зависимости от принципа образования контакта фаз все массообменные аппараты можно разделить на три группы: 1) аппараты, в которых поверхность контакта создается в процессе движения потоков, — тарельчатые и большинство насадочных аппаратов; 2) аппараты с фиксированной поверхностью фазового контакта — пленочные аппараты; 3) аппараты, в которых поверхность фазового контакта создается путем подвода механической энергии извне, — роторные и центробежные аппараты.

Насадочные ректификационные колонны заполняют обычно кольцами Рашига размером 25 мм. Конструктивно они не отличаются от скрубберов и других смесительных теплообменных аппаратов с насадкой (см. гл. 4). Методика теплового, гидравлического и конструктивного расчета таких аппаратов также сходна с методикой расчета насадочных скрубберов и поэтому в настоящей главе не рассматривается.

Вследствие большого количества орошающей жидкости в ректификационных колоннах насадочного типа мало вероятно неполное смачивание насадки, и поэтому возможность образования сухого конуса в насадке практически отсутствует. Неравномерное распределение жидкости в колонне может, безусловно, ухудшить разделение компонентов, особенно при большом диаметре аппарата. Поэтому насадочные ректификационные колонны большой производительности не применяют; аппараты диаметром более 1 м применять не рекомендуется. Кроме того, вследствие различного количества смачивающей жидкости в укрепляющей и в истощающей частях колонны их диаметры обычно неодинаковы — сечение нижней части обычно больше сечения верхней части. Насадочные ректификационные колонны нашли применение главным образом в процессах с вакуумированием и при разделении химически агрессивных смесей.

Барботажные ректификационные колонны бывают с колпачковыми, ситчатыми или решетчатыми (провальными) тарелками. Наибольшее распространение получили колонны с колпачковыми тарелками.

Рабочее пространство колпачковой колонны разделено тарелками 1 на отдельные камеры (рис. 5-13, а). Каждая тарелка снабжена несколькими закрытыми колпачками 3 на патрубках 2, служащих для прохода пара, и одной или несколькими переливными трубами. На каждой тарелке поддерживается слой жидкости, через который из-под колпачков пробулькивает пар. Жидкость стекает с одной тарелки на другую по переливным трубам. Нижние концы этих труб погружены в жидкость на нижележащих тарелках, образуя гидравлические затворы, препятствующие прохождению пара снизу вверх по колонне без соприкосновения с жидкостью.

Ситчатые тарелки 1 (рис. 5-14, а) устанавливают по высоте колонны на определенном расстоянии одна от другой. Пар проходит снизу вверх через отверстия в тарелках 3 и при этом барботирует через слой жидкости, толщина которого определяется высотой верхних концов переливных труб 2. При нормальной работе ситчатой колонны жидкость не протекает через отверстия в тарелке, так как она поддерживается снизу давлением пара; она может стекать только через переливные устройства. При снижении производительности колонны, когда скорость поднимающегося пара мала, жидкость может протекать через отверстия тарелки, вследствие чего работа колонны

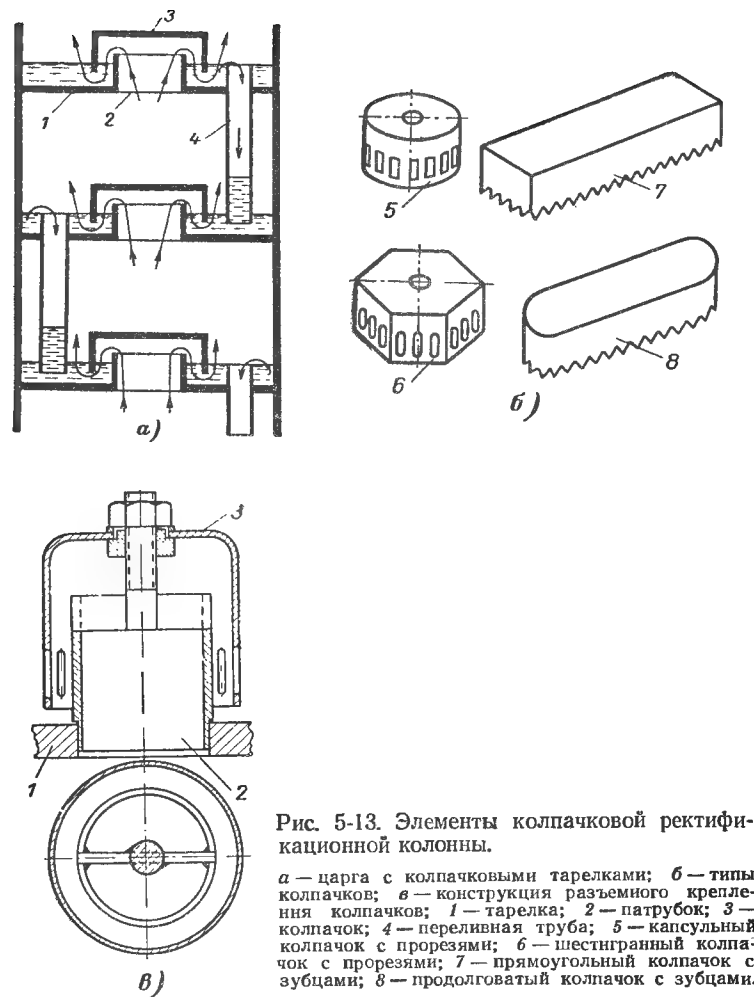


Рис. 5-13. Элементы колпачковой ректификационной колонны.

а — тарга с колпачковыми тарелками; б — типы колпачков; 1 — тарелка; 2 — патрубок; 3 — колпачок; 4 — переливная труба; 5 — капсульный колпачок с прорезями; 6 — шестигранный колпачок с прорезями; 7 — прямоугольный колпачок с зубцами; 8 — продолговатый колпачок с зубцами.

будет нарушена. С увеличением производительности гидравлическое сопротивление тарелки сильно возрастает, увеличивается скорость пара, в результате чего жидкость может уноситься вместе с паром в верхние камеры колонны.

В решетчатых (провальных) тарелках (рис. 5-14, б) переливные устройства отсутствуют, а поднимающийся пар и сливающаяся жидкость проходят через одни и те же отверстия в виде щелей шириной 3—4 мм. Отсутствие переливных устройств существенно упрощает конструкцию решетчатых ректификационных колонн, од-

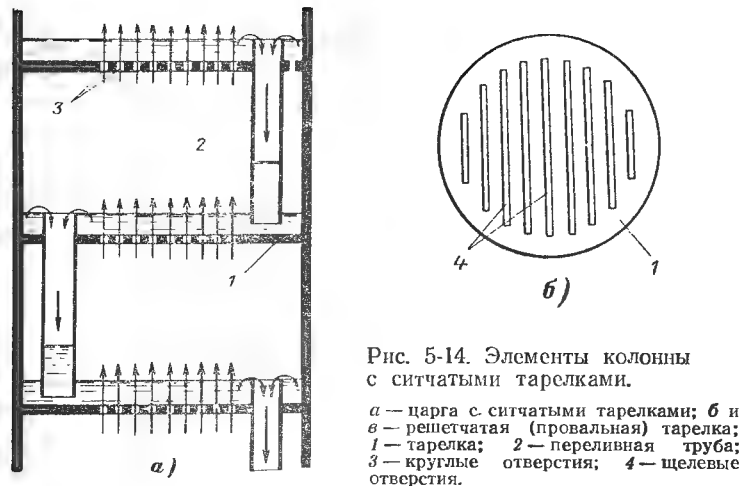


Рис. 5-14. Элементы колонны с ситчатыми тарелками.

a — царга с ситчатыми тарелками; *б* и *в* — решетчатая (провальная) тарелка; *1* — тарелка; *2* — переливная труба; *3* — круглые отверстия; *4* — щелевые отверстия.

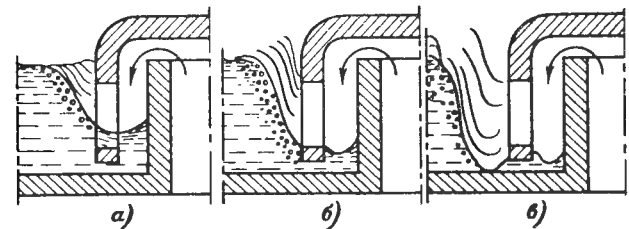
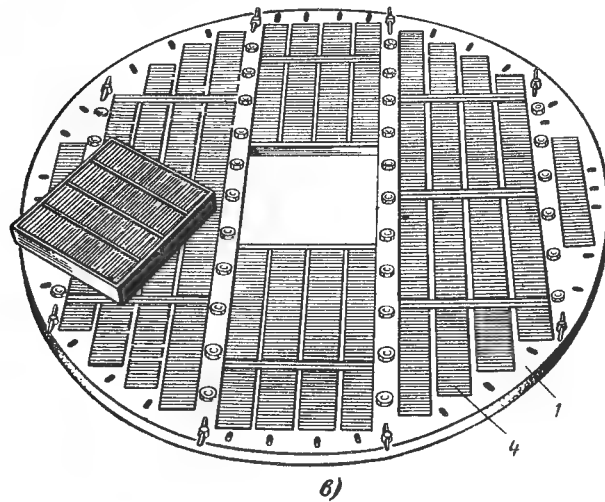


Рис. 5-15. Режимы барботажа на колпачковых тарелках.

a — неравномерный режим при недостаточной скорости газа; *б* — равномерный режим при оптимальной скорости газа; *в* — режим выноса капель и газовых струй.

нако утолщение струй уменьшает поверхность контакта фаз в таких аппаратах.

Все барботажные аппараты отличаются большим гидравлическим сопротивлением парового тракта, и поэтому целесообразно применять их преимущественно в тех случаях, когда ректификация ведется при повышенных давлениях, т. е. когда высокое сопротивление существенного влияния на расход энергии не оказывает.

Пленочные, инжекционные, роторные и другие ректификационные аппараты встречаются в промышленности реже и поэтому не рассматриваются (см. [Л. 4, 83]).

газа жидкость стекает вниз и через переливные трубы, и частично через отверстия в тарелках (рис. 5-16, *a*). К.п.д. тарелок при такой работе низок. По мере увеличения количества газа пузырьки выбрасываются из-под колпачков дальше, в слой жидкости, последняя вспенивается, и условия соприкосновения газа и жидкости улучшаются. На ситчатых тарелках увеличение расхода газа способствует прекращению протекания жидкости через отверстия тарелки. Тем не менее при той и другой конструкциях тарелок колонна работает в неравномерном режиме.

¹ Гидродинамика и гидравлическое сопротивление насадочных аппаратов рассмотрены в гл. 4.

2) Режим равномерной работы колонны наступает при дальнейшем увеличении скорости газа. В колпачковых колоннах этот режим соответствует работе колпачков полным сечением прорезей (рис. 5-15, б), а на ситчатых тарелках — прохождению газа через все отверстия (рис. 5-16, б).

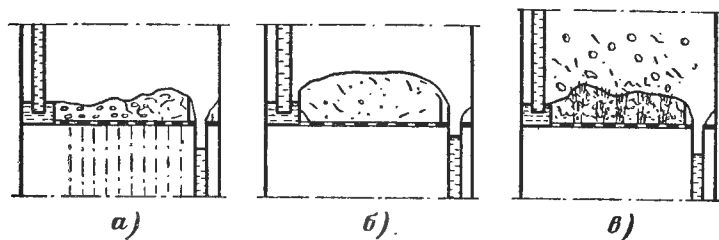


Рис. 5-16. Режимы барботаж на ситчатых тарелках.

а — неравномерный режим при недостаточной скорости газа; б — равномерный режим при оптимальной скорости газа; в — режим выноса капель и газовых струй.

3) Режим газовых струй и брызг наблюдается при $w > 0,9—1,1$ м/сек. При этом газ выходит из-под колпачков не отдельными пузырьками, а сплошным потоком, направляется вверх и оттесняет жидкость так, что вокруг колпачка образуется кольцевая щель (рис. 5-15, в). В ситчатых колоннах газ движется через жидкость в виде струй (факелов). Газ захватывает жидкость, увлекает ее вверх, в результате чего образуется слой пены и большое количество брызг, легко уносимых на вышележащую тарелку (рис. 5-16, в).

Надежная работа барботажных колонн с хорошей интенсивностью барботажа газа через жидкость может быть обеспечена при определенной скорости газа w_0 в прорезях колпачков или в отверстиях ситчатых колонн, которая может быть определена по формуле

$$w_0 = a \sqrt{\frac{g\rho_{\text{ж}}}{\xi\rho_{\text{г}}}} l, \text{ м/сек}, \quad (5-35)$$

где a — коэффициент, равный 1 для колпачковых тарелок и 0,67 для ситчатых тарелок; g — ускорение силы тяжести, м/сек²; ξ — коэффициент сопротив-

ления, имеющий следующие значения для различных тарелок:

Тарелки	Коэффициент сопротивления
Колпачковые	4,5—5
Ситчатые с живым сечением прорезей:	
$\varphi = 0,07—0,1$	~1,8
$\varphi = 0,15—0,2$	~1,4
Провальные (решетчатые) . .	1,4—1,5

$\rho_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{г}}$ — плотность жидкости и газа, кг/м³; l — высота прорези в колпачках или высота слоя жидкости на тарелке (для ситчатых тарелок), м.

Скорость газа или пара в свободном сечении колонны w определяется через w_0 из соотношения

$$w = \varphi w_0, \quad (5-36)$$

где $\varphi = 0,07—0,2$ — относительное проходное сечение прорезей или отверстий, равно отношению их общей площади на одной тарелке к площади поперечного сечения колонны.

Гидравлическое сопротивление барботажных тарелок определяется суммой сопротивлений: Δp_1 — сухой тарелки, Δp_2 — столба жидкости на тарелке и Δp_3 — сил поверхностного натяжения жидкости:

$$\Delta p_{\text{т}} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3. \quad (5-37)$$

Сопротивление сухой тарелки определяется по формуле

$$\Delta p_1 = \xi \frac{\rho_{\text{г}} w_0^3}{2}, \text{ кгс/м}^2. \quad (5-38)$$

Сопротивление столба жидкости на колпачковой тарелке

$$\Delta p_2 = 0,133 g m \rho_{\text{ж}} \left(e + \frac{l}{2} + \Delta h \right), \text{ кгс/м}^2, \quad (5-39)$$

на ситчатой тарелке

$$\Delta p_2 = 0,133 g m \rho_{\text{ж}} (h_{\text{п}} + \Delta h), \text{ кгс/м}^2, \quad (5-40)$$

где, кроме ранее принятых обозначений, m — отношение плотности пены к плотности чистой жидкости (принимают равным 0,5); e — разность высот между верхним краем прорези и сливным порогом

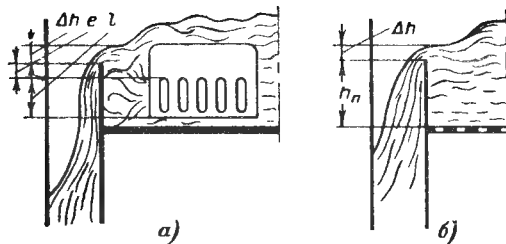


Рис. 5-17. К расчету сопротивления столба жидкости.

а — на колпачковой тарелке; б — на ситчатой тарелке.

(рис. 5-17), m ; l — высота прорези или верхнего среза отверстия, m ; $h_{\text{п}}$ — высота сливного порога, m ; Δh — высота уровня жидкости над сливным порогом, m .

Величина Δh определяется по формуле

$$\Delta h = \left(\frac{V_{\text{ж}}}{1,85\Pi m} \right)^{2/3}, m, \quad (5-41)$$

где $V_{\text{ж}}$ — объемный расход жидкости, $m^3/\text{сек}$; Π — периметр сливной перегородки или суммарный периметр переливных труб на одной тарелке, m .

Сопротивление Δp_3 , вызываемое силами поверхностного натяжения, определяется уравнением

$$\Delta p_3 = \frac{4\sigma}{9,81d}, \text{ кгс}/m^2, \quad (5-42)$$

где σ — поверхностное натяжение, $\text{кгс}/m$; d — диаметр отверстий в ситчатой тарелке или эквивалентный диаметр прорези в колпачковой тарелке, m .

Для колпачковых тарелок принимают $\Delta p_3 = 0$.

Гидродинамика и гидравлическое сопротивление решетчатых (провальных) тарелок рассматриваются в специальной литературе [Л. 4, 64, 65, 83].

5-9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Число единиц переноса

Скорость перехода компонента из одной фазы в другую пропорциональна степени отклонения от равновесия, которую можно выразить как разность рабочей концен-

трации компонента в одной из фаз и равновесной концентрации в ней данного вещества. Эта разность концентраций является движущей силой процесса массообмена [Л. 64, 65]. Скорость перехода компонента пропорциональна также поверхности соприкосновения фаз. На этом основании уравнение массопередачи можно записать в следующем виде:

$$dM = k dF \Delta d\tau, \quad (5-43)$$

где M — количество вещества, перешедшее из одной фазы в другую, кг ; k — коэффициент пропорциональности при массообмене, получивший название коэффициента массопередачи; dF — поверхность фазового контакта, m^2 ; Δ — движущая сила процесса массопередачи; $d\tau$ — время, сек .

Если dM отнесено к единице времени, уравнение (5-43) будет иметь вид:

$$dM = k \Delta dF. \quad (5-44)$$

Уравнения (5-43) и (5-44) называют основными уравнениями массопередачи. Они аналогичны уравнению теплопередачи: температурному напору соответствует движущая сила процесса массопередачи, количеству тепла — количество вещества, переходящее из одной фазы в другую, коэффициенту теплопередачи — коэффициент массопередачи.

Размерность коэффициента массопередачи:

$$[k] = \left[\frac{M}{F \Delta} \right] = \left[\frac{\text{кг}}{m^2 \cdot \text{сек} (\text{ед. движ. силы})} \right].$$

Движущая сила Δ может быть выражена в виде разности молярных ($y^* - y$) и ($x^* - x$) или объемных концентраций ($\text{кг}/m^3$): $\Delta = C^* - C$, где C^* и C — соответственно равновесная и фактическая концентрации компонента в одной из фаз.

Размерность коэффициента массопередачи будет соответственно:

в первом случае

$$[k] = \left[\frac{\text{кг}}{m^2 \cdot \text{сек} (\text{мол. доля})} \right],$$

во втором случае

$$[k_c] = \left[\frac{\frac{\kappa \text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек}} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}}{\frac{\text{м}^2 \cdot \text{сек}}{\text{м}^3}} \right] = \left[\frac{\text{м}}{\text{сек}} \right].$$

Если движущая сила Δ выражена в виде разности парциальных давлений ($\kappa \text{гс}/\text{м}^2$ или ат), то размерность коэффициента массопередачи выразится в виде

$$[k_p] = \left[\frac{\frac{\kappa \text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек}} \cdot \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}}{\frac{\text{м}^2 \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}} \right] = \left[\frac{\kappa \text{г}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек} \cdot \text{ат}} \right].$$

Движущая сила Δ в массообменном аппарате (скруббере, градирне, ректификационной колонне, абсорбере, экстракторе) не остается постоянной по его высоте. Среднее значение движущей силы можно определять по формуле

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{2,3 \lg \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}, \quad (5-45)$$

где Δ_1 и Δ_2 — значения движущей силы на входе и на выходе из аппарата.

При условии $0,5 < \frac{\Delta_1}{\Delta_2} < 2$ среднюю движущую силу можно находить как среднеарифметическое ее значение:

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2}. \quad (5-46)$$

Обозначим полезную высоту аппарата через H , м ; площадь поперечного сечения его через S , м^2 ; удельную поверхность контакта фаз в единице объема аппарата через f , $\text{м}^2/\text{м}^3$. Тогда полезный объем аппарата $V = HS$, м^3 , а поверхность контакта фаз $F = HSf$, м^2 .

Перепишем уравнение массопередачи (5-44) в конечных величинах с новым значением поверхности F и с осредненным значением Δ :

$$M = kHSf\Delta_{\text{ср}}. \quad (5-47)$$

Если количество вещества M , перешедшее из жидкой фазы L в паровую G , выразить через соответствующие изменения концентрации фаз в начале и в конце аппара-

та, т. е. написать материальный баланс для массообменного аппарата в виде

$$M = G(y_1 - y_2) = L(x_1 - x_2) \quad (5-48)$$

и приравнять уравнения (5-47) и (5-48)

$$kHSf\Delta_{\text{ср}} = G(y_1 - y_2),$$

можно получить выражение для высоты аппарата:

$$H = \frac{G}{kSf} \frac{y_1 - y_2}{\Delta_{\text{ср}}}. \quad (5-49)$$

Множитель $\frac{y_1 - y_2}{\Delta_{\text{ср}}}$ представляет собой изменение рабочих концентраций на единицу движущей силы и называется числом единиц переноса n :

$$n = \frac{y_1 - y_2}{\Delta_{\text{ср}}}. \quad (5-50)$$

Одной единице переноса ($n=1$) соответствует участок аппарата, на котором изменение рабочих концентраций ($y_1 - y_2$) равно средней движущей силе $\Delta_{\text{ср}}$ на данном участке. Множитель $\frac{G}{kSf} = h$ в уравнении (5-49) соответствует высоте участка аппарата, равновеликого одной единице переноса, и называется высотой единицы переноса. Принятые определения позволяют выразить полезную высоту массообменного аппарата H как произведение числа единиц переноса на высоту единицы переноса:

$$H = nh. \quad (5-51)$$

В барботажных аппаратах трудно определить истинную поверхность соприкосновения фаз, и поэтому коэффициент массоотдачи в этих случаях относят к единице площади одной тарелки. Для одной тарелки уравнение массопередачи запишется в следующем виде:

$$M = G(y'' - y') = k_0 S_{\text{т}} \Delta_{\text{ср}}, \quad (5-52)$$

где y' и y'' — концентрации газа или пара перед тарелкой и после нее; k_0 — коэффициент массоотдачи, отнесенный к единице рабочей площади тарелки, $\kappa \text{г}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ($\kappa \text{г}/\kappa \text{г}$); $S_{\text{т}}$ — рабочая площадь тарелки, м^2 (площадь перфорированной части для ситчатых тарелок или площадь, на которой расположены колпачки).

С введением вышеприведенных понятий число единиц переноса, соответствующее одной тарелке, можно выразить как

$$n_0 = \frac{y'' - y'}{\Delta_{\text{ср}}} = \frac{k_0 S_T}{G}. \quad (5-53)$$

Число единиц переноса n_0 на каждую тарелку определяется числами переноса для газовой (паровой) фазы n_1 и для жидкой фазы n_2 . Его можно найти из уравнения

$$\frac{1}{n_0} = \frac{1}{n_1} + \frac{\text{tg } \gamma}{m} \frac{1}{n_2}, \quad (5-54)$$

где $m = L/G$ — удельный расход вещества; G — количество поднимающихся по колонне газов или паров, кг/ч ; L — количество опускающейся в колонне жидкости, кг/ч ; $\text{tg } \gamma$ — тангенс угла наклона линии равновесия в рассматриваемом сечении колонны.

Число единиц переноса в паровой фазе (n_1) и в жидкой фазе (n_2) для колпачковых и ситчатых тарелок ректификационных колонн можно найти по формулам [Л. 65]:

$$n_1 = \frac{D_r}{\omega} (0,79 \text{Re}_r + 11\,000) \frac{TP_0}{273P} \frac{S_T}{S}; \quad (5-55)$$

$$n_2 = 38\,000 \frac{S_T}{V_{\text{ж}}} D_{\text{ж}} (\text{Pr}'_{\text{ж}})^{0,62}, \quad (5-56)$$

где D_r и $D_{\text{ж}}$ — коэффициенты диффузии пара в паре и в жидкости.

Эти коэффициенты могут быть найдены по справочным таблицам или определены по следующим формулам: коэффициент диффузии пара в паре

$$D_r = \frac{0,0043 \cdot 10^{-4} T^{3/2}}{P (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \text{ м}^2/\text{сек}; \quad (5-57a)$$

коэффициент диффузии пара в жидкости

$$D_{\text{ж}} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{AB \sqrt{\mu} (v_A^{1/3} + v_B^{1/3})^2} \sqrt{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}}, \text{ м}^2/\text{сек}, \quad (5-57b)$$

где ω — скорость пара в свободном сечении колонны, м/сек ; $\text{Re}_r = \omega \cdot l \rho_r / \mu_r$ — критерий Рейнольдса для пара при определяющем размере $l = 1$; $\text{Pr}'_{\text{ж}} = 3\,600 \mu_{\text{ж}} / D_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}}$ — диффузионный критерий Пранд-

тля; T — средняя абсолютная температура пара, $^\circ\text{K}$; P — абсолютное давление в колонне, ат ; $P_0 = 1 \text{ ат}$ — давление при нормальных условиях; S_T — рабочая площадь тарелки, м^2 ; S — площадь сечения колонны, м^2 ; $V_{\text{ж}}$ — объемный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{сек}$; ρ_r — плотность пара, кг/м^3 ; μ_r — вязкость пара, спз ; $D_{\text{ж}(20)}$ — коэффициент диффузии пара в жидкости при 20°C , $\text{м}^2/\text{сек}$; A и B — поправочные коэффициенты для диффундирующего вещества и растворителя, характеризующие отклонение свойств вещества от свойств неассоциированных веществ, для которых этот коэффициент равен единице. Для газов поправочный коэффициент $A = 1$. Для воды $B = 4,7$, для этилового и метилового спиртов $B = 2$, для ацетона $B = 0,15$; μ — вязкость растворителя, спз ; M_A и M_B — молекулярные веса газа и растворителя; v_A и v_B — молекулярные объемы газов A и B , определяемые как сумма атомных объемов v элементов, входящих в состав соединений:

Элемент	Атом- ный объем v	Элемент	Атом- ный объем v
Водород	3,7	Углерод	14,8
Кислород:		Сера	25,6
в метиловом и сложных эфирах .	9,1	Хлор	24,6
в высших эфирах .	11,0	Бром	27,0
в кислотах	12,0	Воздух	29,9
в прочих соедине- ниях	7,0	Бензольное кольцо (вычитать)	—15,0
Азот:		Нафталиновое кольцо (вычитать)	—30,0
в первичных ами- нах	10,5	Водород (H_2) . . .	14,3
во вторичных аминах	12,0		
в прочих соеди- нениях	15,6		

Коэффициент диффузии пара в жидкости при данной температуре t находят по соотношению

$$D_{\text{ж}} = D_{\text{ж}(20)} [1 + b(t - 20)]. \quad (5-58)$$

Температурный коэффициент b находят по формуле

$$b = \frac{0,2 \sqrt{\mu}}{\sqrt{\rho}},$$

где μ — вязкость растворителя при 20°C , спз ; ρ — плотность растворителя, кг/м^3 .

Число тарелок

Если принять с некоторым приближением, что жидкость на тарелке хорошо перемешана и имеет одинаковую концентрацию x , то изменение концентрации паров над тарелкой изобразится на x — y -диаграмме (рис. 5-18) вертикальным отрезком EF , равным $(y'' - y')$, где y' и y'' — концентрация низкокипящего компонента в парах соответственно на входе в тарелку и на выходе из нее. Равновесная концентрация y_p на тарелке также постоянна и изображается точкой G , лежащей на пересечении продолжения отрезка EF с линией равновесия OGO' .

Число единиц переноса на одну тарелку запишем с помощью уравнений (5-45) и (5-53):

$$n_0 = \frac{y'' - y'}{y_p - y'} = \frac{2,3 \lg \frac{y_p - y'}{y_p - y''}}{2,3 \lg \frac{y_p - y'}{y_p - y''}} = 2,3 \lg \frac{y_p - y'}{y_p - y''} = -2,3 \lg (1 - Q), \quad (5-59)$$

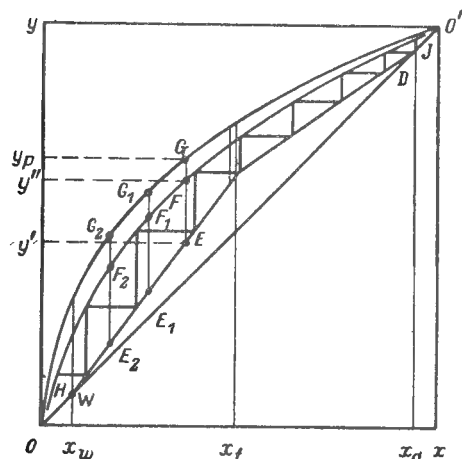


Рис. 5-18. Графическое определение числа тарелок с помощью кинетической и рабочих линий.

где Q — относительный коэффициент извлечения, равный:

$$Q = \frac{y'' - y'}{y_p - y'}. \quad (5-60)$$

Он показывает отношение количества сконденсировавшегося на тарелке пара к количеству пара, которое должно сконденсироваться, чтобы жидкость на тарелке была равновесной.

Таким образом, для графического определения действительного числа тарелок необходимо:

а) определить относительный коэффициент извлечения Q с помощью формулы (5-59);

б) провести на x — y -диаграмме ряд вертикальных отрезков E_1G_1, E_2G_2, E_3G_3 и т. д. между рабочими линиями и линией равновесия;

в) разделить эти отрезки в отношении $EF/EG = Q$;

г) через найденные точки F_1, F_2 и т. д. провести линию HI , называемую кинетической кривой;

д) начиная от точки D , соответствующей концентрации пара и дистиллята на выходе из колонны x_d , вписать между кинетической кривой и рабочими линиями ступенчатую линию из вертикальных и горизонтальных отрезков (см. рис. 5-18) до пересечения с вертикальной линией, соответствующей концентрации жидкости в кубе (x_w);

е) число горизонтальных отрезков-ступенек между кинетической кривой и рабочей линией для укрепляющей части колонны равно числу тарелок в укрепляющей части колонны; число горизонтальных отрезков между кинетической кривой и рабочей линией исчерпывающей части колонны соответствует числу тарелок в исчерпывающей части колонны.

Конструктивные элементы ректификационной колонны

Определение расстояния между тарелками в колонне. Минимальное расстояние между тарелками в ректификационной колонне определяется из такого расчета, чтобы давление столба жидкости в переливной трубе было несколько больше гидравлического сопротивления тарелки. Такое неравенство перепадов обеспечивает нормальную работу гидравлического затвора, образуемого на тарелке переливной трубой.

Расстояние между тарелками h должно отвечать неравенству

$$h > 0,184 \frac{\Delta p}{\rho_{ж} g}, \text{ м}, \quad (5-61)$$

где Δp — сопротивление тарелки, кгс/см^2 ; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости, кг/м^3 .

Во избежание уноса жидкости в виде брызг расстояние между тарелками следует брать тем больше, чем выше скорость пара или газа в свободном сечении колонны. Следует, однако, иметь в виду, что с увеличением этого расстояния неизбежно увеличиваются высота и, следовательно, стоимость всей колонны. Обычно расстояния между тарелками принимали равным 0,2—0,6 м. Следует отметить, что в настоящее время проявляется тенденция к увеличению скорости пара и газа в массообменных колоннах и к уменьшению расстояния между тарелками. Для аппаратов, работающих при атмосферном давлении, теперь рекомендуется скорость пара и газа в свободном сечении в пределах 0,9—1,4 м/сек, а расстояние между тарелками — 0,08—0,20 м [Л. 64].

Диаметр колонны D . В колоннах с колпачковыми и ситчатыми тарелками его определяют по формуле

$$D = 0,0188 \sqrt{\frac{G_d (R+1)}{\gamma_{\text{п}} w}}, \text{ м}, \quad (5-62)$$

где G_d — производительность колонны по готовому продукту, кг/ч ; R — флегмовое число; $\gamma_{\text{п}}$ — удельный вес пара, кг/м^3 ; w — скорость пара в свободном сечении колонны, м/сек.

Кроме определения w приведенным ранее способом, можно определять ее приближенно по эмпирической формуле:

$$w = A \gamma_{\text{п}}^{-m}, \quad (5-63)$$

где A и m — коэффициенты, зависящие от расстояния между тарелками:

h , мм	135	150	200	300	400	500
A	0,54	0,62	0,82	1,02	1,10	1,14
m	0,425	0,490	0,545	0,490	0,470	0,465

Колпачки и паровые патрубки. Колпачки выполняют круглыми, шестиугольными или прямоугольными (туннельные колпачки), рис. 5-13. Круглые колпачки изготовляют диаметром 80—100 мм, ширина прямоугольных колпачков — 70—150 мм. Высота прорезей в колпачках равна 25—50 мм, ширина — 2—7 мм, ширина зубца (простенка) между прорезями — 3—4 мм.

Общая площадь паровых патрубков под колпачками для прохода пара составляет 10—20% от свободного сечения колонны. Площадь для прохода пара под колпачками — в промежутке между патрубком и колпачком — должна быть равной примерно площади проходного сечения патрубка.

Переливные трубы. Эти трубы рассчитывают по допускаемой скорости флегмы, которая должна находиться в пределах 0,15—0,20 м/сек. Общая площадь слива составляет обычно 5—10%

от свободного сечения колонны. Диаметр переливной трубы можно определить по формуле

$$d_c = 0,18 \frac{V'_{\text{сек}}}{m h_{\text{ж}}^{3/2}}; \quad (5-64)$$

где $V'_{\text{сек}} = GR/3600 \gamma_{\text{ж}}$ — секундный объем жидкости в колонне, $\text{м}^3/\text{сек}$; R — флегмовое число; m — число переливных трубок

на тарелке; $h_{\text{ж}} = \sqrt[3]{\left(\frac{V'_{\text{сек}}}{1,773 \Pi}\right)^2}$ — высота напора жидкости, м; $\Pi = m \pi d_c$ — периметр слива, м.

Высота насадочной ректификационной колонны. Эта величина определяется на основе найденной расчетом высоты единицы переноса и числа необходимых единиц переноса. Сначала находят диффузионный критерий Прандтля по формуле

$$\text{Pr}'_r = \frac{3600 \mu_r}{D \rho_r}, \quad (5-65)$$

где μ_r — вязкость, снз ; ρ_r — плотность, кг/м^3 ; D — коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Затем определяют высоту единицы переноса h для исчерпывающей части колонны в режиме подвисялая по формуле [Л. 63, стр. 693]

$$h = 28,6 d_{\text{экв}} \text{Re}_r^{0,2} (\text{Pr}'_r)^{0,65}, \text{ м}, \quad (5-66)$$

где $d_{\text{экв}} = 4v/f$ — эквивалентный диаметр, м; v — свободный объем, $\text{м}^3/\text{м}^2$; f — удельная поверхность насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$; Re_r и Pr'_r — критерии Рейнольдса и Прандтля для пара.

Аналогично находят высоту единицы переноса для укрепляющей части колонны.

Графическим методом (рис. 5-18) определяют число единиц переноса; затем находят высоту насадки для исчерпывающей и укрепляющей частей колонны как сумму

$$H = n_1 h_1 + n_2 h_2.$$

Размеры дистилляционного куба. В теплотехническом отношении дистилляционный куб представляет собой однокорпусный выпарной аппарат, предназначенный для выпаривания определенного количества жидкости в заданное время. Методика расчета поверхности теплообмена дистилляционных кубов аналогична методике расчета рекуперативных теплообменников (гл. 1). В конструктивном отношении дистилляционный куб представляет собой вертикальный (реже горизонтальный) цилиндр, служащий одновременно опорой для ректификационной колонны или установленный отдельно от колонны и связанный с ней трубопроводами для циркуляции жидкости и для отвода образующегося пара (рис. 5-19).

Размеры дистилляционного куба принимают в зависимости от производительности ректификационной колонны и режима ее рабо-

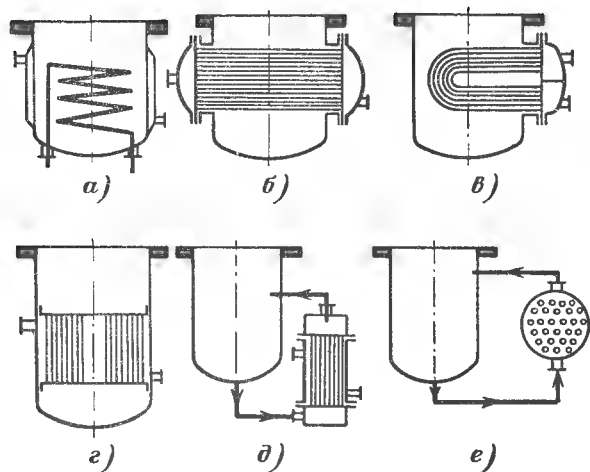


Рис. 5-19. Схемы включения поверхности нагрева в дистилляционных кубах ректификационных колонн.

а — куб со змеевиковым кипятыльником; *б* — куб с кипятыльником из горизонтальных прямых труб; *в* — куб с кипятыльником из U-образных труб; *г* — куб с греющей камерой из вертикальных труб и с циркуляционной трубой; *д* — куб с выносным вертикальным кожухотрубчатый кипятыльником; *е* — куб с выносным горизонтальным кожухотрубчатый кипятыльником.

ты. Объем дистилляционного куба колонны периодического действия должен соответствовать объему жидкости, заливаемой на один цикл. Размеры дистилляционного куба колонны непрерывного действия должны обеспечивать размещение в нем необходимой поверхности нагрева и иметь емкость, соответствующую 5—10 мин работы насоса, на случай прекращения подачи сырья. Расстояние от уровня жидкости внизу колонны до нижней тарелки принимают равным от 1 до 2 м, что необходимо для равномерного распределения поступающего из кипятыльника пара по сечению колонны и для отделения из пара капель.

Отбойные устройства. В процессе ректификации всегда происходит унос жидкости с паром с нижележащих тарелок на верхние и особенно унос жидкости с верхней тарелки в дефлегматор. В некоторых ректификационных колоннах при вводе сырья в питательную секцию возможно увлечение потоком пара частиц жидкости с нелетучими соединениями: смолой, золой и др. Поскольку унос жидкости может привести к снижению качества дистиллята, считают целесообразным во всех колонных аппаратах установку отбойных устройств над верхней тарелкой. Разработана и методика расчета отбойных устройств [Л. 4]. Влияние уноса жидкости на качество отбираемого из колонны дистиллята особенно сильно сказывается в аппаратах с небольшим числом тарелок, при работе с малым флегмовым числом и с малыми отборами дистиллята. Если экономическим анализом установлено, что стоимость колонны с отбойными устрой-

ствами меньше стоимости колонны с увеличенным числом тарелок, целесообразно ставить отбойные устройства не только над верхней, но и между нижележащими тарелками.

Отбойные устройства должны быть просты по конструкции и отличаться малым весом и низкой стоимостью, а также быть удобными в монтаже и в обслуживании и обладать малым гидравлическим сопротивлением при высокой эффективности сепарации.

Для сепарации капель жидкости из потока пара в колоннах нефтяной и химической технологии применяют преимущественно отбойники — сепараторы ударного типа. На рис. 5-20 показаны отбойники, применяемые в атмосферных и вакуумных колоннах первичной перегонки нефти. На рис. 5-20, *а* приведена принципиальная схема работы отбойника из сеток или насадок, на рис. 5-20, *б* — отбойник из вертикально установленных угольников, на рис. 5-20, *в* — отбойник с наклонно расположенными элементами или с насадкой. В отбойном устройстве отсепарированная жидкость стекает из насадки навстречу восходящему потоку пара, а в отбойниках из вертикально и наклонно установленных пластин или угольников она стекает по элементам в специальное устройство с гидрозатвором, а затем выводится из системы.

Дефлегматоры и конденсаторы-холодильники. В ректификационных установках большой производительности эти элементы оформляют конструктивно в виде трубчатых теплообменников. Для повышения ректифицирующего действия дефлегматора очень важно отводить конденсат по мере его образования, препятствуя его дальнейшему продолжительному контакту с паром. Поэтому целесообразно, где это возможно, помещать дефлегматор внутри колонны над верхней тарелкой, не вынося его наружу. Иногда дефлегматор разбивают на две части: одну из них располагают в колонне, а другую выносят в виде самостоятельного аппарата. Если дефлегматор устанавливается внутри колонны, то его охлаждающие трубы следует располагать горизонтально, чтобы облегчить доступ к нему и очистку труб. Иногда дефлегматор выполняют в виде двух поставленных одна над другой секций, включенных последовательно по воде.

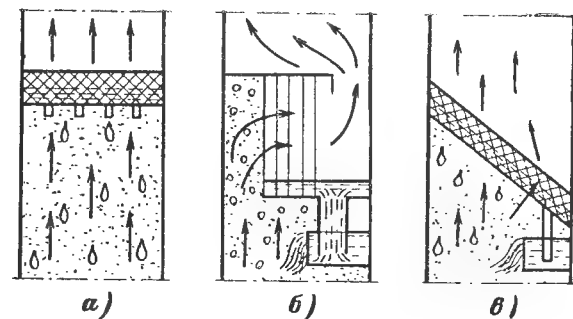


Рис. 5-20. Принципиальные схемы работы отбойных устройств для ректификационных колонн.

5-10. СРАВНЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН

Сравнение конструкций и опыт эксплуатации насадочных и барботажных ректификационных колонн дают основание сделать некоторые рекомендации в выборе типа аппарата.

Насадочные колонны наиболее просты в конструктивном отношении, относительно дешевы по капитальным затратам и отличаются малым гидравлическим сопротивлением в эксплуатации [Л. 21]. При изготовлении насадочных аппаратов можно применять дешевые коррозионностойкие материалы: керамику, стекло, фарфор и др. Вместе с тем насадочные аппараты отличаются большим весом и требуют устройства прочных фундаментов; они непригодны для работы с малыми расходами жидкости при больших расходах пара (или газа), так как при этом трудно обеспечить хорошую смачиваемость насадки. Из-за возможности засорения и залипания насадки насадочные колонны мало пригодны для обработки жидкостей с механическими примесями.

Тарельчатые ректификационные колонны надежны в работе при любых малых расходах жидкости и обеспечивают хороший барботаж пара через жидкость. Отсутствуют затруднения при работе барботажных колонн с загрязненными жидкостями. При равной производительности вес барботажных (тарельчатых) колонн значительно меньше веса насадочных колонн. Барботажные колонны наиболее пригодны для разделения в них смесей с механическими примесями. Однако конструктивно тарельчатые ректификационные колонны более сложны. Применение коррозионностойких неметаллических материалов для их изготовления очень затруднительно. Тарельчатые колонны отличаются обычно в 3—5 раз большим гидравлическим сопротивлением, чем насадочные.

Чаще других применяют ректификационные колонны с колпачковыми тарелками. Колонны с ситчатыми и решетчатыми (провальными) тарелками применяют при разделении незагрязненных жидкостей с незначительными колебаниями ее расхода. Сравнивая колпачковые и ситчатые колонны, можно отметить также, что с увеличением скорости пара гидравлическое сопротивление в колпачковых возрастает быстрее, чем в ситчатых [Л. 36]. При малых скоростях пара к. п. д. ситчатых тарелок выше, чем у колпачковых, однако с увеличением скорости их к. п. д. сближаются. Унос жидкости с ситчатых тарелок (примерно на 20%) превышает унос с колпачковых тарелок.

5-11. ПУТИ ЭКОНОМИИ ТЕПЛА В РЕКТИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ

Расход тепла на ректификацию жидких смесей весьма велик, причем большая часть его обуславливается повторным испарением флегмы, возвращаемой в колонну. Тепло, уносимое из колонны кубовым остатком и дистиллятом, относительно невелико и в значительной степени может быть использовано в пределах самой установки на нагревание исходной жидкой смеси.

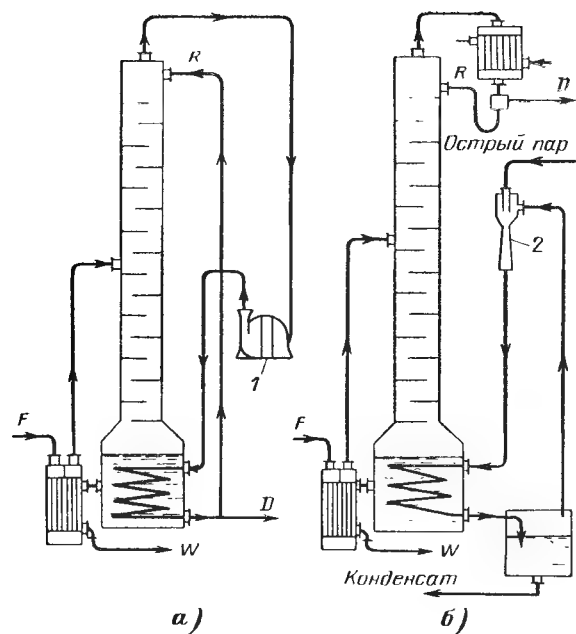


Рис. 5-21. Схемы ректификационных установок с тепловыми насосами.

а — использование тепла пара низкокипящего компонента; б — использование пара вторичного вскипания конденсата из греющей трубки дистилляционного куба; 1 — турбокомпрессор; 2 — инжектор.

Наибольшего эффекта в экономии тепла можно достичь путем использования скрытой теплоты испарения уходящих из колонны паров низкокипящего компонента. Используя тепло этих паров, можно резко сократить расход охлаждающей воды в дефлегматоре и конденсаторе-холодильнике.

Однако давление паров из колонны невелико (около 1 ат), и поэтому их нельзя транспортировать на значительные расстояния. Вследствие этого иногда представляется целесообразным применение теплового насоса для повышения давления и температуры паров низкокипящего компонента с целью использования их в качестве теплоносителя в дистилляционном кубе ректификационной колонны (рис. 5-21, а). После отдачи парами тепла и их конденсации часть жидкости направляют в виде

флегмы в колонну, а часть выводят из установки в качестве готового продукта. Следует, однако, иметь в виду, что степень сжатия паров в описываемой схеме может оказаться выше экономически целесообразной, так как при равных давлениях температура кипения кубового остатка всегда выше температуры кипения низкокипящего компонента. Тепловой насос не выгоден при степени сжатия выше двух, поэтому область его рационального применения ограничена процессами ректификации смесей с близкими температурами кипения чистых компонентов.

В некоторых случаях может оказаться целесообразным использование эффекта самовскипания конденсата греющего пара из трубчатки дистилляционного куба и последующего сжатия пара самовскипания при помощи струйного насоса (рис. 5-21, б). Расчеты показали, что применение инжектора экономически выгодно до тех пор, пока требуемое повышение температуры конденсации сжимаемого пара не превышает 10—15°С.

Может оказаться выгодным использование скрытой теплоты уходящих из колонны паров низкокипящего компонента для испарения воды в дефлегматоре, т. е. совмещение дефлегмации с производством водяного пара. Образующийся в дефлегматоре водяной пар может быть использован после сжатия его в компрессоре для обогрева дистилляционного куба. Применение такой схемы должно быть обосновано экономическим расчетом.

Наконец, во всех случаях следует сводить к минимуму потери тепла в окружающую среду через стенки колонны вопреки существующему мнению, что потери тепла в окружающую среду, обуславливая увеличение количества стекающей в колонне флегмы, улучшают работу колонны.

5-12. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БАРЕТАЖНОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

1. Уточняют исходные данные: количество смеси G_f , кг/ч; весовые концентрации исходной смеси a_f ; весовую концентрацию в дистилляте a_d ; весовую концентрацию в кубовом остатке a_w . Выбирают тип колонны, общее давление в аппарате и греющий теплоноситель.

2. Совместным решением уравнений материального баланса (5-1) и (5-2) определяют весовые количества дистиллята D и кубового остатка W .

3. Строят x — y -диаграмму для разгоняемой смеси при выбранном давлении в колонне. Для этого:

а) задаются несколькими значениями температур, лежащими между температурами кипения чистых компонентов;

б) по справочным таблицам находят давления паров чистых компонентов и определяют значения x и y по формулам (5-8) и (5-9). Результаты расчета сводят в таблицу равновесия смеси (см. табл. 5-1)¹;

в) в выбранном масштабе строят y — x - и t — x — y -диаграммы (см. стр. 204);

4. Определяют минимальное флегмовое число (рис. 5-22). Для этого:

а) составы смеси a_f , a_w и a_d выражают в молярных долях по формулам (5-3) и (5-4) и находят значения: x_f , x_w и x_d ;

б) на y — x -диаграмму наносят точку W с координатами $x_w = y_w$ и точку D с координатами $x_d = y_d$. На кривой равновесия наносят также точку F'' с абсциссой x_f ;

в) из точки D проводят через точку F'' прямую DM' , которая отсекает на оси ординат отрезок B'' ;

г) определив в масштабе оси ординат величину B'' , по формуле (5-19) находят минимальное флегмовое число. Можно найти это число и без графического построения по формуле (5-18).

5. Выбирают коэффициент избытка флегмы ϕ в пределах от 1,5 до 2,5 и находят рабочее флегмовое число $R = \phi R_{\text{мин}}$.

6. На x — y -диаграмме строят рабочие линии для укрепляющей и исчерпывающей частей колонны. Для этого:

а) по формуле $B = \frac{x_d}{R+1}$ определяют отрезок B , отсекаемый рабочей линией укрепляющей части колонны, откладывают в масштабе диаграммы его значение на оси ординат и через полученную точку M проводят прямую DM ;

б) через точку W и точку F , полученную как пересечение вертикали с абсциссой x_f и рабочей линией DM , проводят рабочую линию исчерпывающей части колонны WF .

7. Определяют объемные расходы жидкости и паров в колонне. Для этого:

а) определяют весовое количество поднимающихся в колонне паров по формуле

$$G_v = D(R + 1);$$

б) определяют количество стекающей жидкости в укрепляющей части колонны по формуле

$$G_R = DR;$$

в) определяют количество стекающей жидкости в исчерпывающей части колонны по формуле

$$G_{R+F} = G_R + G_F;$$

г) определяют средний молярный состав паров в колонне. По рабочим линиям (рис. 5-22, а) определяют концентрацию паров y_f в точке F , соответствующей концентрации исходной смеси. Определяют средний молярный состав паров в верхней части колонны

¹ Составлено по примерам (19-1) — (19-7) [Л. 65].

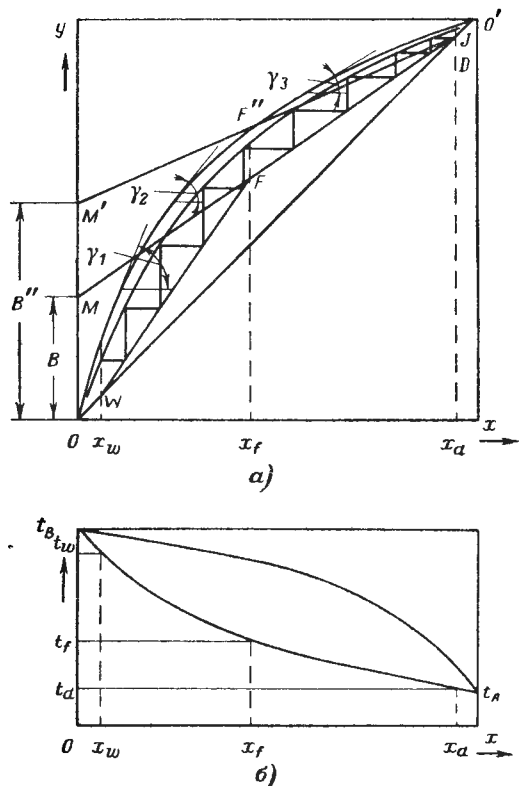


Рис. 5-22. Определение $R_{\min}$ и числа тарелок по числу единиц переноса для ректификационной колонны.

а — диаграмма равновесия концентраций; б — диаграмма кипения и конденсации растворов.

($y_d = x_d$) как

$$y' = \frac{y_f + y_d}{2}$$

и в нижней части колонны ($y_w = x_w$) как

$$y'' = \frac{y_w + y_f}{2}$$

Средний молярный состав паров в колонне

$$y_{\text{ср}} = \frac{y' + y''}{2};$$

д) по t — x — y -диаграмме находят температуру пара $t_{\text{ср}}$, соответствующую среднему составу паров $y_{\text{ср}}$ в колонне;

е) по найденной температуре $t_{\text{ср}}$, молекулярному весу пара M и абсолютному давлению в колонне P , кгс/м^2 , находят среднюю плотность паров ρ :

$$\rho_{\text{п}} = \frac{MP}{RT}, \text{ кг/м}^3,$$

где $R = 840 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$ — универсальная газовая постоянная;

$$T = (273 + t_{\text{ср}}), ^\circ\text{K};$$

ж) определяют объемный расход пара

$$V_{\text{п}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{п}}};$$

з) находят среднюю концентрацию жидкости в верхней части колонны $x' = \frac{x_f + x_d}{2}$ и среднюю плотность жидкости по формуле

$$\rho' = \rho_A x' + \rho_B (1 - x'),$$

где ρ_A и ρ_B — плотности низкокипящего и высококипящего компонентов, кг/м^3 ;

и) находят среднюю концентрацию жидкости

$$x'' = \frac{x_w + x_f}{2}$$

и среднюю плотность жидкости в нижней части колонны по формуле

$$\rho'' = \rho_A x'' + \rho_B (1 - x'');$$

к) находят среднюю плотность жидкости в колонне

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{\rho' + \rho''}{2};$$

л) определяют объемный расход жидкости в верхней части колонны

$$V_{R_{\text{ж}}} = \frac{G_R}{\rho_{\text{ж}}}$$

и объемный расход жидкости в нижней части колонны

$$V_{(R+F)_{\text{ж}}} = \frac{G_{R+F}}{\rho_{\text{ж}}}.$$

8. Выбирают скорость пара. Для ситчатой колонны:

а) принимают диаметр отверстий $d = (0,8 - 1,3) \text{ мм}$;

б) принимают шаг между отверстиями $t = (3,2 - 3,5) \text{ мм}$ с таким расчетом, чтобы живое сечение отверстий ϕ было в пределах $0,07 - 0,2$;

в) принимают высоту сливного порога $h_{\text{п}} = (10 - 30) \text{ мм}$;

г) выбирают периметр (ширину) сливного порога Π . При сегментных переливах ширину порога принимают равной $0,6 - 0,7$ от диаметра тарелки. Для трубчатых переливов общее сечение труб

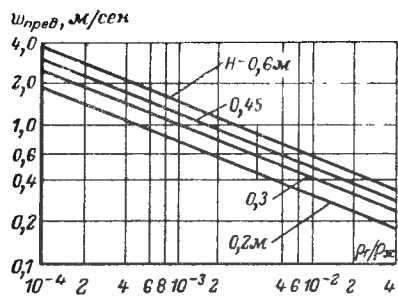


Рис. 5-23. График для определения предельной скорости пара в свободном сечении при различных расстояниях H между тарелками.

т. е. найденное значение ω_0 обеспечит равномерный режим на тарелках по всей высоте колонны;

з) по формулам (5-35) и (5-36) или по формуле (5-63) определяют скорость пара в свободном сечении колонны;

и) задаются расстоянием между ситчатыми тарелками [$H = (70—300)$ мм] и по графику рис. 5-23 с учетом поправки на конструкцию тарелки при известном отношении $\rho_{\text{ж}}/\rho_{\text{ж}}$ находят предельную скорость пара в свободном сечении колонны;

к) принимают рабочую скорость пара в колонне несколько меньшей предельной $\omega_p = 0,9 \omega_{\text{пред}}$, но более высокой, чем ω_0 , для того, чтобы обеспечить равномерный режим работы тарелки.

9. По формуле (5-62) определяют диаметр колонны.

10. Проверяют принятое расстояние между тарелками. Для этого определяют общее гидравлическое сопротивление тарелки как сумму:

а) сопротивления сухой тарелки Δp_1 — по формуле (5-38);

б) сопротивления столба жидкости на тарелке Δp_2 — по формуле (5-40);

в) сопротивления Δp_3 , вызываемого силами поверхностного натяжения, — по формуле (5-42).

Суммарное сопротивление тарелки составит:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3.$$

Далее по формуле (5-61) проверяют расстояние между тарелками.

11. Определяют число единиц переноса на одну тарелку для паровой фазы, для чего:

а) при определяющем размере $l=1$ находят критерий Рейнольдса для пара по формуле

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot l \rho_r}{\mu_r};$$

должно быть таким, чтобы скорость стока жидкости была равна (0,15—0,2) м/сек;

д) определяют по формуле (5-41) высоту уровня жидкости над сливным порогом в нижней части колонны;

е) находят высоту слоя жидкости на тарелке $l = h_{\text{п}} + \Delta h$;

ж) по формуле (5-35) определяют скорость пара в отверстиях, соответствующую началу равномерной работы тарелки. В верхней части колонны расход жидкости $V_{\text{жж}}$ и, следовательно, Δh и ω_0 будут меньше,

б) выбрав ширину переливного порога ($P/D = 0,6—0,7$, п. 8, г), находят центральный угол сегмента, занятого переливным устройством:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{P}{D},$$

откуда по тригонометрическим таблицам находят угол α ;

в) находят площадь переливного устройства

$$S_{\text{сл}} = \frac{D^2}{8} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right), \text{ м}^2;$$

г) определяют рабочую площадь тарелки

$$S_r = \frac{\pi D^2}{4} - S_{\text{сл}};$$

при двух сливах на одной тарелке

$$S = \frac{\pi D^2}{4} - 2S_{\text{сл}};$$

д) при средней температуре пара, найденной в п. 7, д настоящего параграфа, по формуле (5-55) находят число единиц переноса на тарелку для паровой фазы (оно одинаково для верхней и нижней частей колонны).

12. Определяют число единиц переноса на тарелку для жидкой фазы, для чего:

а) по формулам (5-57) и (5-58) или по справочным таблицам находят коэффициент диффузии пара в жидкости $D_{\text{ж}}$, м²/сек, а также $\rho_{\text{ж}}$, кг·сек²/м⁴, и $\mu_{\text{ж}}$, кг·сек/м²;

б) определяют диффузионный критерий Прандтля $\text{Pr}' = 3600 \mu_{\text{ж}} / (\rho_{\text{ж}} D_{\text{ж}})$;

в) исходя из объемного расхода жидкости $V_{\text{жж}}$, по формуле (5-56) находят число единиц переноса для верхней части колонны;

г) аналогично по объемному расходу жидкости $V_{(r+f)\text{ж}}$ находят число единиц переноса для нижней части колонны.

13. Определяют число тарелок в колонне, для чего:

а) находят отношение $m = L/G$ для верхней части колонны

$$m = \frac{R}{R+1}$$

и для нижней части колонны

$$m = \frac{R+F}{R+1};$$

б) так как угол наклона γ касательной к линии равновесия в каждой ее точке имеет свое значение, при помощи x — y -диаграммы (рис. 5-22) определяют значение $\text{tg } \gamma$ для некоторых концентраций жидкости x ; затем по формуле (5-54) вычисляют n_0 и по формуле (5-59) значение Q . Результаты расчетов сводят в таблицу.

x	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\lg \gamma$									
m									
n_0									
Q									

в) на x — y -диаграмме строят кинетическую кривую HI и, вписывая ступенчатую линию между рабочими и кинетической линиями от точки D , находят число тарелок в нижней и верхней частях ректификационной колонны.

14. По формуле (5-61) определяют расстояние между тарелками, после чего определяют рабочую высоту колонны H .

15. Конструируют колпачки, паровые патрубки, переливные трубы, сепарирующие устройства и другие мелкие элементы колонны.

16. Определяют расход тепла на ректификацию смеси, для чего:
а) по таблицам физико-химического справочника строят t — x — y -диаграмму (см. рис. 5-1);

б) на t — x — y -диаграмме находят температуры кипения: исходной смеси t_F , соответствующую концентрации x_f , дистиллята t_d , соответствующую точке x_d , и кубового остатка t_w , соответствующую точке x_w ;

в) по справочнику находят значения удельных теплоемкостей c_A и c_B и теплот испарения r_A и r_B чистых компонентов;

г) определяют значения удельных теплоемкостей и скрытых теплот смесей для x_f , x_w и x_d по формулам:

$$c = c_A x + c_B (1 - x);$$

$$r = r_A x + r_B (1 - x);$$

д) определяют:

расход тепла на испарение флегмы по уравнению (5-23):

$$q_{\Phi} = R(i_v - i_f);$$

расход тепла на нагревание кубового остатка:

$$q_{ост} = W(i_w - i_f);$$

расход тепла на испарение дистиллята:

$$q_{дист} = 1(i_v - i_d);$$

общий расход тепла в кубе по уравнению (5-24):

$$Q = (q_{\Phi} + q_{ост} + q_{дист})D.$$

17. По формуле (5-25) определяют тепловую нагрузку и расход воды в дефлегматоре.

18. По формуле (5-27) определяют тепловую нагрузку и расход воды в холодильнике-конденсаторе.

19. По методике, изложенной в гл. I, производят тепловые и конструктивные расчеты поверхности нагрева дистилляционного куба, дефлегматора и холодильника-конденсатора.

20. Подбирают контрольно-измерительные приборы, арматуру и вспомогательное оборудование: бабки, насосы, конденсатоотводчики, контрольные фонари, отстойники и др.

21. Разрабатывают систему автоматического регулирования.

22. Рассчитывают и конструируют тепловую изоляцию ректификационной установки.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. В чем заключается физическая сущность ректификации? В чем различие между выпариванием и ректификацией? Где применяется ректификация?

2. Составьте материальный баланс для одной тарелки. Выразите молярные составы смеси через весовые.

3. Сформулируйте и запишите в виде формулы закон Рауля.

4. Как строятся диаграммы кипения и конденсации (t — x — y) и равновесия (y — x)?

5. Какие допущения используются при анализе тепло- и массообмена в ректификационной колонне?

6. Напишите уравнения рабочих линий для укрепляющей и для исчерпывающей частей колонны. Как построить их на y — x -диаграмме?

7. Как находят минимальное и оптимальное флегмовое число?

8. Опишите графический метод определения числа теоретических тарелок. Что при этом означают горизонтальные и вертикальные участки ступенчатой линии на y — x -диаграмме?

9. Составьте тепловой баланс ректификационной колонны.

10. Нарисуйте принципиальную схему работы ректификационной колонны периодического действия. Назовите два возможных режима ее работы.

11. Изобразите на y — x -диаграмме эти два режима работы. Каким из них удобнее пользоваться на практике?

12. Перечислите основные назначения и принципы работы ректификационных установок непрерывного действия.

13. Что такое движущая сила процесса ректификации и как ее изобразить на y — x -диаграмме?

14. Изобразите конструктивную схему колонны для получения кислорода и азота из воздуха.

15. Изобразите схемы и перечислите необходимые условия для разгонки многокомпонентных смесей.

16. Что такое экстрактивная ректификация?

17. Назовите основные конструктивные типы ректификационных колонн и охарактеризуйте принципы их работы.

18. Какие гидравлические режимы работы возможны в барботажной колонне?

19. Чем определяется оптимальный режим барботажной колонны? Из чего складывается ее гидравлическое сопротивление?

20. Напишите основное уравнение массопередачи. Что такое коэффициент массопередачи и какова его размерность?

21. Напишите уравнение средней движущей силы массообмена.

22. Выведите уравнение для определения высоты ректификационной колонны.

23. Что понимается под единицей переноса? Что называется числом единиц переноса?

24. Выразите уравнение числа единиц переноса n_0 для одной тарелки через числа переноса для паровой n_1 и газовой n_2 фаз, удельный расход вещества m и угол наклона линии равновесия γ .

25. Как определяют число тарелок с помощью кинетической кривой на диаграмме равновесия?

26. Чем определяется расстояние между тарелками и высота колонны?

27. Как определяют диаметр колонны?

28. Что лежит в основе определения размеров дистилляционного куба, дефлегматора и конденсатора? Каково их конструктивное оформление?

29. Изобразите схемы использования вторичного тепла в ректификационной установке.

30. Сравните конструктивные формы ректификационных колонн.

Глава шестая

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

6-1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Всякое охлаждение основано на теплообмене между охлаждающим и охлаждаемым телами. Любой природный процесс, сопровождающийся поглощением тепла, может быть использован для охлаждения. В технике холод получают одним из следующих способов: 1) фазовыми превращениями хладагентов; 2) десорбцией газов; 3) дросселированием газов и паров; 4) вихревым эффектом; 5) магнитно-калорическим эффектом; 6) термоэлектрическим эффектом [Л. 74]. В промышленных холодильных установках наибольшее распространение получил первый из названных способов.

Вся область искусственного холода, получаемого в холодильных машинах, может быть условно разделена на шесть температурных зон:

первая зона: $20^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq 0^{\circ}\text{C}$ — в установках кондиционирования воздуха;

вторая зона: $0^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -127^{\circ}\text{C}$ — в различных установках холода;

третья зона: $-127^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -200^{\circ}\text{C}$ — в установках для разделения воздуха и получения жидких газов (кислорода, азота, аргона, криптона и др.);

четвертая зона: $-200^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -260^{\circ}\text{C}$ — в установках для получения жидкого водорода и жидкого неона;

пятая зона: $-260^{\circ}\text{C} \geq t_n \geq -270^{\circ}\text{C}$ — в установках для получения жидкого гелия;

шестая зона: $t_n < -270^{\circ}\text{C}$ — в экспериментальных установках для особо низких температур.

Термодинамические основы получения холода широко освещаются в инженерных курсах для студентов энергетиков и технологов, а также в специальной литературе [Л. 74]. Настоящая глава посвящена методике расчета и проектирования промышленных холодильных установок, в которых получение холода основано на потреблении тепловой энергии.

Холодильные установки промышленного назначения можно разделить на три группы: компрессионные, парозежекторные и абсорбционные.

В компрессионных холодильных машинах для производства холода затрачивается механическая энергия, сообщаемая извне. Поэтому, несмотря на их наиболее широкое распространение в технике, они не рассматриваются в настоящей книге как не относящиеся к теплоиспользующим установкам. Парозежекторные и абсорбционные холодильные установки потребляют извне тепловую энергию, и только для осуществления обратного цикла в самой установке затрачивается незначительная часть механической энергии.

Парозежекторные холодильные машины характеризуются почти полным отсутствием движущихся механизмов. Для производства холода в них затрачивается тепло, которое при помощи эжекторного устройства трансформируется в кинетическую энергию движущейся струи пара.

Работа абсорбционных холодильных машин основана на свойстве некоторых веществ, например аммиака, интенсивно поглощаться водой. При нагревании богатого водоаммиачного раствора с повышенным давлением из него выпаривается аммиак, который после сжижения испаряется при низкой температуре, а затем снова поглощается водой. Для выпаривания этого раствора затрачивается внешнее тепло. Следовательно, в этих машинах, как и в парозежекторных, производство холода не сопровождается непосредственной затратой механической работы, а они требуют для своего действия тепловой энергии.

Вследствие того что в парозежекторных и абсорбционных установках для получения холода затрачивается тепловая энергия, эффективность работы их характеризует-

ся отношением полученного холода к затраченному извне теплу:

$$\epsilon = \frac{q_0}{q} \quad (6-1)$$

Это отношение называется тепловым коэффициентом холодильной машины.

6-2. СХЕМЫ ПАРЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Пароэжекторные холодильные установки нашли применение для кондиционирования воздуха в больших зданиях и в горячих цехах заводов, для умеренного охлаждения воды, применяемой в некоторых технологических процессах, в производстве и хранении фруктовых соков и безалкогольных напитков, а также для поддержания низких температур во взрывоопасных помещениях.

В цикле пароэжекторных холодильных установок в качестве рабочего тела — хладагента используют чаще всего воду, перемещаемую по системе струйным аппаратом — паровым эжектором, использующим в качестве рабочего вещества водяной пар. По сравнению с другими веществами, применяемыми в холодильной технике, вода как холодильный агент отличается особыми свойствами: при низких температурах воде присущи чрезвычайно низкие давления испарения и очень большие удельные объемы пара; температуре кипения воды в холодильной установке, равной 0°C , соответствует давление $0,00622 \text{ ат}$, а удельный объем пара при этом равен $1211 \text{ м}^3/\text{кг}$.

В пароструйном эжекторе соединены процессы расширения пара в паровой машине или в турбине и сжатия его в компрессоре. Следовательно, по характеру рабочих процессов пароструйный эжектор аналогичен агрегату турбина — компрессор. Принципиальная схема установки, в которой с помощью пароструйного эжектора соединены прямой и обратный циклы системы теплового двигателя и холодильной машины и цикл ее в $T-s$ -диаграмме, показаны на рис. 6-1 и 6-2. Рабочим веществом в установке служит вода. Для получения температуры ниже 0°C можно применять водные растворы поваренной соли или хлористого кальция.

Пароэжекторные холодильные установки, в которых хладагентом служит вода, могут работать по одной из

двух распространенных схем: с поверхностными или со смешительными конденсаторами.

Первая схема представлена на рис. 6-1, а. Хладагент, являющийся одновременно и хладоносителем, циркулирует в двух контурах. Первый контур: испаритель 2, насос 3, холодильная камера 16, дроссельный вентиль 4, испаритель 2. Второй контур: испаритель 2, эжектор 5, конденсатор 6, насос 13, поплавковый дроссельный вентиль 14, испаритель 2.

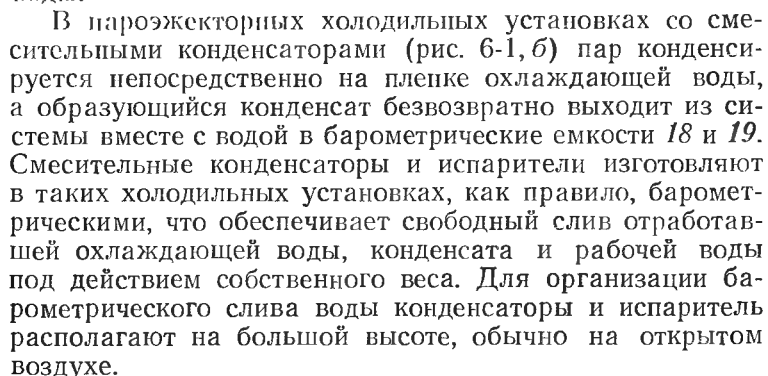
Принцип работы установки по схеме с поверхностным конденсатором следующий. От потребителя холода 16 подогретая вода поступает через дроссельный вентиль 4 и разбрызгивающее устройство 1 в испаритель 2. Вследствие непрерывного отсоса образующегося холодного пара главными эжекторами 5 в испарителе поддерживается давление насыщения, соответствующее температуре выходящей из испарителя холодной воды. Вследствие испарения части воды температура ее снижается. Охлажденная вода перекачивается насосом 3 к потребителю холода 16, там нагревается, отнимая тепло от объектов охлаждения, после чего через дроссельный вентиль 4 возвращается в испаритель. Холодный пар отсасывается из испарителя главными эжекторами с помощью инжектирующего рабочего пара, поступающего из парогенератора или из отбора турбины через регулирующий вентиль 17. Рабочий пар расширяется в сопле и с громадной скоростью поступает в камеру смешения главного эжектора. Давление рабочего пара за соплом оказывается несколько меньшим давления насыщения в испарителе, вследствие чего в присмную камеру эжектора подсасывается холодный пар из испарителя. Скорость смеси рабочего и холодного пара в диффузоре снижается, и давление ее при этом увеличивается до давления в главном конденсаторе 6. Степень сжатия пара в эжекторе не должна быть большой, так как чем выше давление пара за эжектором, тем выше расход рабочего пара на сжатие смеси и тем больше затраты энергии на производство холода. Давление конденсации смеси должно быть немного выше давления насыщения, соответствующего температуре охлаждающей воды в трубах конденсатора.

Для поддержания вакуума в главном конденсаторе необходимо удалять из него выделяющийся из пара воздух, что достигается включением в систему вспомога-



а — с поверхностными конденсаторами; б — с барометрическими конденсаторами; 1 — разбрызгивающее устройство; 2 — испаритель; 3 — насос рабочей воды; 4 — дроссельный вентиль; 5 — главный эжектор; 6 — главный конденсатор; 7 — эжектор первой ступени; 8 — эжектор второй ступени; 9 — конденсатор первой ступени; 10 — конденсатор второй ступени; 11 — поплавковый клапан с водяным затвором; 12 — уравновешивающий изовзратный клапан; 13 — насос; 14 — дроссельный вентиль; 15 — изовзратный клапан; 16 — потребитель холода; 17 — регулирующий вентиль; 18 — барометрическая емкость для конденсата в охлаждающей воды; 19 — барометрическая емкость для рабочей воды.

258



17*

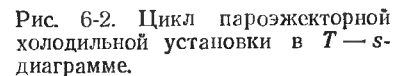


Рис. 6-2. Цикл парожекторной холодильной установки в $T-s$ -диаграмме.

В парорезекторных холодильных установках со смесительными конденсаторами (рис. 6-1, б) пар конденсируется непосредственно на пленке охлаждающей воды, а образующийся конденсат безвозвратно выходит из системы вместе с водой в барометрические емкости 18 и 19. Смесительные конденсаторы и испарители изготавливают в таких холодильных установках, как правило, барометрическими, что обеспечивает свободный слив отработавшей охлаждающей воды, конденсата и рабочей воды под действием собственного веса. Для организации барометрического слива воды конденсаторы и испаритель располагают на большой высоте, обычно на открытом воздухе.

Сравнивая схемы парозжекторных установок, показанных на рис. 6-1, *а* и *б*, можно отметить следующие преимущества установки с поверхностным конденсатором: несколько меньшие габариты, сохранение конденсата и возможность монтажа в непосредственной близости от потребителей холода; недостатки установки: дорогостоящие поверхностные конденсаторы, дополнительное вспомогательное оборудование (насосы, регуляторы уровня и давления, специальные запорные и регулирую-

щие устройства), более высокая квалификация эксплуатационного персонала. При одной и той же температуре охлаждающей воды и температуре испарения установки со смесительными аппаратами имеют меньший расход рабочего пара и охлаждающей воды, более дешевы конструкционно и значительно проще в эксплуатации.

Теоретический цикл пароежекторной холодильной установки в $T-s$ -диаграмме показан на рис. 6-2. Рабочий пар из парогенератора адиабатически расширяется в сопле от точки 1 до точки 2, соответствующей давлению P_0 в испарителе. В камере смешения эжектора рабочий пар смешивается с холодным паром состояния 9 из испарителя. Смесь, характеризующаяся состоянием в точке 3, адиабатически сжимается в диффузоре до точки 4 с давлением P_k , равным давлению в конденсаторе. Затем происходит конденсация пара по линии 4—5. Часть конденсата перекачивается насосом в парогенератор (линия 5—6), где нагревается до температуры кипения (6—7), а затем испаряется (7—1). Другая часть конденсата, являющаяся активной частью хладагента в цикле, дросселируется от давления испарения P_0 (5—8) и направляется в испаритель. На 1 кг эжектируемого из испарителя холодного пара расходуется a , кг, рабочего пара, т. е.

$$a = \frac{G_p}{G_n}, \text{ кг/кг}, \quad (6-2)$$

где G_p — количество подаваемого к соплам эжектора рабочего пара, кг/ч; G_n — количество отсасываемого из испарителя холодного пара, кг/ч; a — коэффициент удельного расхода рабочего пара — величина, обратная коэффициенту инжекции u .

Тепловой коэффициент теоретического цикла холодильной машины выражается отношением холодопроизводительности цикла к затраченному теплу:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{Q_p} = \frac{q_0}{aq_p}, \quad (6-3)$$

где q_0 — удельная холодопроизводительность машины, т. е. количество тепла, отнимаемое 1 кг хладагента от охлаждаемого тела, ккал/кг; q_p — удельный расход тепла, ккал/кг.

Действительный цикл производства холода в пароежекторной холодильной установке отличается от теоретического цикла и на рис. 6-2 изображен пунктиром. В действительном цикле процесс расширения рабочего пара в сопле проходит по политропе 1—2'. Давление в камере всасывания эжектора P_0 бывает ниже давления P_0 в испарителе, а разность $P_0 - P'_0$ является движущей силой перетока эжектируемого пара. Поэтому точка 2', соответствующая выходу рабочего пара из сопла, расположена в $T-s$ -диаграмме ниже и правее точки 2 в теоретическом цикле. Холодный пар из испарителя расширяется от состояния 9 в испарителе до состояния 9' в камере всасывания. Состояние смеси рабочего и холодного паров характеризуется точкой 3', также лежащей правее и ниже точки смешения 3 в теоретическом цикле. Действительный процесс сжатия в диффузоре происходит по политропе 3'—4', отклоняясь от адиабаты сжатия 3—4 вследствие необратимых потерь в диффузоре.

Коэффициент удельного расхода пара в действительном цикле a_d больше, чем в теоретическом, и равен:

$$a_d = a\eta = \frac{G'_p}{G'_n}, \quad (6-4)$$

где $\eta = \xi_d/\xi_0$ — степень совершенства цикла эжекторной холодильной машины; G'_p — расход рабочего пара на главные эжекторы в действительном цикле холодильной машины, кг/ч; G'_n — количество холодного пара, отсасываемого из испарителя в действительном цикле холодильной машины, кг/ч.

Расчетным путем коэффициент удельного расхода пара найти чрезвычайно сложно.

Т. Мессинг [Л. 107] на основании опытных данных определил зависимость величин a_d от отношения $\Delta i_2/\Delta i_1$, где $\Delta i_1 = i_1 - i_2$, ккал/кг, — располагаемый тепловой перепад при адиабатическом расширении рабочего пара в сопле, и $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, ккал/кг, — повышение энтальпии холодного пара при адиабатическом сжатии его в диффузоре от давления испарения P_0 до давления конденсации P_k . При этом предполагается, что выходящий из испарителя холодный пар — сухой, насыщенный.

Зависимость $a_d = f(\Delta i_1/\Delta i_2)$, полученная М. Г. Шумелишским для машин завода «Компрессор», показана на

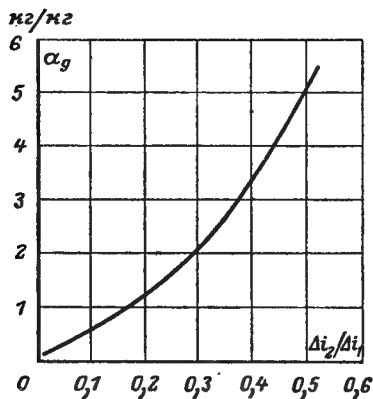


Рис. 6-3. Зависимость коэффициента удельного расхода рабочего пара $\alpha_d = f\left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)$ в обработке М. Г. Шумелинского.

позволяет применять простые и дешевые испарители смесительного типа. Только в отдельных случаях, когда хладоноситель представляет собой отличную от воды жидкость, должны применяться поверхностные испарители.

Количество циркулирующей через испаритель воды определяется холодопроизводительностью установки. Часть этой воды (от 0,3 до 1%) превращается в испарителе в пар; в результате испарения вода подохлаждается на 3—5°С.

При заданной холодопроизводительности испарителя Q_0 , ккал/ч, количество циркулирующей через него воды $W_{\text{и}}$ можно выразить формулой

$$W_{\text{и}} = \frac{Q_0}{\Delta t_{\text{и}} c}, \text{ кг/ч}, \quad (6-5)$$

где $\Delta t_{\text{и}}$ — разность температур рабочей воды на входе и на выходе из испарителя, град; c — теплоемкость воды, ккал/кг · град.

Если холодильная установка имеет замкнутый цикл рабочей воды, то для компенсации ее потерь в результате испарения необходимо некоторую ее часть подавать в

рис. 6-3. На графике приведены оптимальные значения расхода рабочего пара, в то время как для обеспечения устойчивой работы эжектора необходимо полученное по графику значение увеличить на 5—10% [Л. 103].

Пароэжекторные холодильные машины для получения в испарителе температур ниже 0°С в настоящее время не изготавливают.

6-3. ИСПАРИТЕЛИ

Использование воды в качестве хладагента и хладоносителя в пароэжекторных установках

испаритель. В установках с поверхностными конденсаторами подпитка испарителя наиболее просто осуществляется подачей конденсата из главного конденсатора. Температура воды для подпитки близка к температуре конденсации и существенно отличается от температуры воды в испарителе. Тепловые потери в испарителе вследствие повышенной температуры подпиточной воды невелики и не превышают 1% холодопроизводительности установки. Компенсацию испаряющейся воды можно производить и из водопровода, однако при этом будет возрастать количество нерастворимых примесей в воде, циркулирующей по замкнутому циклу. В такой системе необходима периодическая замена воды конденсатом.

При заданных холодопроизводительности испарителя Q_0 и температуре испарения воды t_0 количество образующегося и отсасываемого из испарителя пара $G_{\text{и}}$ равно:

$$G_{\text{и}} = \frac{Q_0}{0,95r_0 + (t_0 - t_{\text{п.п}}) c}, \quad (6-6)$$

где r_0 — скрытая теплота испарения при температуре испарения t_0 , ккал/кг; $t_{\text{п.п}}$ — температура подпиточной воды, °С; $c = 1$ — теплоемкость воды, ккал/кг · град; 0,95 — степень сухости пара на выходе из испарителя.

Влажность отсасываемого из испарителя пара зависит от высоты и объема парового пространства над зеркалом испарения и скорости пара в свободном сечении аппарата. Скорость пара, при которой начинается унос капель воды, зависит от давления в испарителе и от размера капель. Чем больше разрежение в испарителе и чем больше диаметр капель, тем большую скорость пара можно принять в паровом пространстве. По рекомендации М. Г. Шумелинского [Л. 103] скорость пара, при которой начинается увлечение капель воды из испарителя, может быть принята по графику рис. 6-4. При проектировании испарителей принимают скорость пара в паровом пространстве 8—17 м/сек, во всасывающих патрубках эжекторов 60—80 м/сек. Если унос капель через эжектор допустим, то для уменьшения габаритов аппарата можно принимать повышенные скорости пара в паровом пространстве. Вместе с тем унос водяных капель снижает производительность эжектора, так как энергия рабочего пара расходуется частично на подъем и тран-

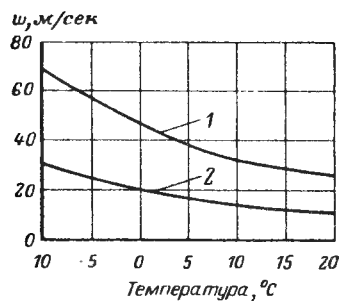


Рис. 6-4. Зависимость от температуры скорости пара, при которой начинается увлечение капель воды в испарителе.

1 — диаметр капель 0,5 мм; 2 — диаметр капель 0,1 мм.

Хладоноситель — циркулирующая вода поступает от потребителя холода в испаритель через дроссельный вентиль, в котором дросселируется от давления в охлаждающих элементах холодильных камер и в трубопроводах до давления в испарителе. Во избежание подсоса воздуха давление в трубопроводах поддерживается на уровне выше атмосферного. Температура приходящей в испаритель циркулирующей воды выше температуры насыщения, соответствующей давлению в испарителе, вследствие чего после дросселирования вода закипает.

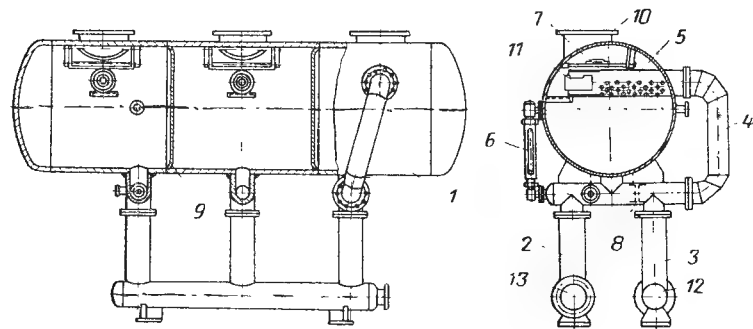


Рис. 6-5. Горизонтальный трехсекционный испаритель завода «Компрессор».

1 — испаритель; 2 и 3 — стойки; 4 — колено; 5 — сливная труба; 6 — водоуказательное стекло; 7 — сепаратор; 8 — перегородки; 9 — герметичная перегородка; 10 — патрубок; 11 — переливной палец; 12 и 13 — коллекторы.

спортивную капель из парового пространства в эжектор и далее в конденсатор. При этом уносимая капельная влага не испаряется, т. е. не участвует активно в охлаждении основной массы хладоносителя. Особенно вреден унос капель в тех случаях, когда хладоносителем служит морская вода или рассол, так как при этом увеличивается отложение солей в конденсаторе и ухудшается качество конденсата для питания парогенераторов.

Интенсивность испарения воды в испарителе определяется величиной поверхности испарения, т. е. суммой поверхности зеркала испарения и поверхности струй или капель, образующихся в водораспределительных устройствах. Для создания большой поверхности воды в испарителе нашли применение различного рода переливы и ситчатые тарелки, а также перфорированные трубы и желоба. По опытным данным завода «Компрессор» при отсутствии в испарителе специальных водораспределительных устройств холодопроизводительность пароэжекторной машины снижается на 15—20%. Заметно снижается холодопроизводительность и при уменьшении зеркала испарения, например при повышении уровня воды в горизонтально расположенном цилиндрическом испарителе.

На рис. 6-5 показана конструкция горизонтального одноступенчатого трехсекционного испарителя холодильной машины 5Э производительностью 300 тыс. ккал/ч, выпускаемой московским заводом «Компрессор». Корпус испарителя 1 разделен перегородками 9 на три секции, каждая из которых с присоединенным к ней через патрубок 10 главным эжектором является самостоятельным испарителем, обеспечивающим холодопроизводительность 100 тыс. ккал/ч при температуре испарения +5°С. Числом работающих секций регулируется холодопроизводительность установки. Такая простая и доступная для автоматизации схема регулирования холодопроизводительности машины возможна благодаря образованию водяных затворов, образующихся в коленях 4 и в стойках 2 и 3, служащих также подставками испарителя. В работающих секциях испарителя главными эжекторами поддерживается одинаковое давление, благодаря чему рабочая (циркулирующая) вода в них находится на одном уровне.

Рабочая вода подсасывается в испаритель под действием вакуума и через специальные сливные трубы поступает в секции. В нижней части сливных труб в шахматном порядке насверлены отверстия, в торце каждой трубы установлен переливной палец 11, служащий для поддержания в трубе постоянного уровня воды выше отверстий. Число отверстий в трубе должно обеспечивать слив 1/3 общего количества циркулирующей через испаритель рабочей воды под действием свободного уровня в трубе. Благодаря наличию переливов и водяных затворов между работающими и неработающими секциями рабочая вода подсасывается в сливные трубы только включенных секций, а общее количество циркулирующей через испаритель рабочей воды остается постоянным независимо от числа включенных в работу секций. Такое устройство сливной трубы облегчает автоматизацию установок, в которых расход рабочей воды не регулируется.

Расход воды G_1 через один горизонтальный ряд отверстий в сливной трубе определяется по формуле

$$G_1 = \mu f n \sqrt{2gh}, \quad (6-7)$$

где $\mu = 0,635$ — коэффициент расхода для воды; f — площадь сечения отверстия, м^2 ; n — число отверстий; h — расстояние от среза слива до отверстия в трубе, м ; g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 .

В верхней части каждой секции на выходе пара установлены сепараторы 7, представляющие собой съемные листы. Размеры испарителя определяют по средней скорости пара в паровом пространстве, принимаемой равной около 10 м/сек [Л. 103].

В парожекторных холодильных машинах применяют и вертикальные испарители, которые по принципу работы не отличаются от описанной выше конструкции. Обычно вертикальные испарители применяют в установках с барометрическими конденсаторами.

6-4. ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

Главные эжекторы. В главных эжекторах происходит смешение двух потоков водяного пара разных давлений с образованием смешанного потока пара с некоторым средним давлением. Рабочий пар повышенного давления поступает в паровую коробку 1 (рис. 6-6, а), проходит через сетчатый фильтр 2 и с большой скоростью выходит из сопла 5 в камеру всасывания 4. При этом струи рабочего пара увлекают за собой холодный пар, поступающий из испарителя с низким давлением. В соплах происходит преобразование потенциальной или тепловой энергии рабочего потока в кинетическую энергию, которая передается частично подсосываемому (эжектируемому) потоку. В процессе смешения и выравнивания скоростей смешивающихся потоков и обратное преобразование кинетической энергии смешанного потока в потенциальную или тепловую энергию. Давление смешанного потока на выходе из диффузора выше давления эжектируемого потока, поступающего в камеру всасывания.

Устойчивая работа эжектора в холодильной машине обеспечивается строгим соответствием размеров проточной части диффузора, расхода и давления рабочего и эжектируемого паров расчету.

Расчет и проектирование эжекторов производят на основе заданных параметров и найденных расходов рабочего и эжектируемого паров.

Паровые сопла. Для максимального использования потенциальной энергии рабочего пара в холодильных машинах применяют эжекторы с соплами Лаваля, и поэтому скорость истечения рабочего пара в соплах всегда выше критической.

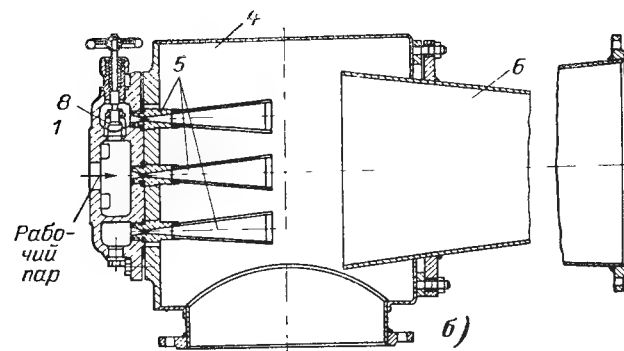
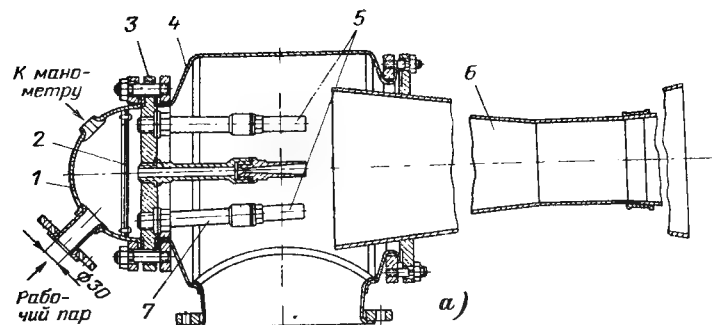
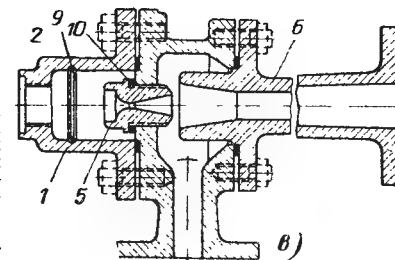


Рис. 6-6. Конструкции эжекторов завода «Компрессор».

а — главный эжектор с однополостной паровой коробкой; б — главный эжектор с двухполостной паровой коробкой; в — вспомогательный воздушный эжектор; 1 — паровая коробка; 2 — сетчатый фильтр; 3 — сопловая доска; 4 — камера всасывания; 5 — сопло; 6 — диффузор; 7 — удлинитель сопла; 8 — вентиль; 9 — кольцо замка; 10 — регулировочное кольцо.



Критическое сечение f_1 проточной части сопла определяют по формуле

$$f_1 = \frac{G_p}{3600c \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}}, \text{ м}^2, \quad (6-8)$$

где G_p — расход рабочего пара, кг/ч; p_1 — давление пара перед соплом, кгс/см²; v_1 — удельный объем пара перед соплом, м³/кг; c — коэффициент, зависящий от качества рабочего пара (для сухого насыщенного пара принимают $c=199$, для перегретого $c=209$).

В расчете промышленных струйных аппаратов можно принимать, как для насыщенного, так и для перегретого пара $c=203$.

Выходное сечение f_2 сопла Лавалля находят по формуле

$$f_2 = \frac{G_p v_0'' x_2}{3600\omega_1}, \text{ м}^2, \quad (6-9)$$

где v_0'' — удельный объем насыщенного пара при давлении P_0 , м³/кг; x_2 — степень сухости рабочего пара после адиабатического расширения в сопле от давления p_1 до давления p_0 ; ω_1 — скорость рабочего пара после адиабатического расширения на выходе из сопла, м/сек.

Скорость выхода рабочего пара из сопла определяют по формуле

$$\omega_1 = \varphi_1 91,53 \sqrt{i_1 - i_2}, \text{ м/сек.} \quad (6-10)$$

Скоростной коэффициент $\varphi_1=0,92-0,96$, а тепловой перепад расширения пара находят по $i-s$ -диаграмме.

Давления эжектируемого пара в камере всасывания p_0' и в испарителе p_0 отличаются незначительно, и поэтому в практических расчетах давление в испарителе и в камере всасывания принимают равным P_0 .

Длину расширяющейся части сопла l можно определить из уравнения

$$l = \frac{d_2 - d_1}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (6-11)$$

где d_1 — диаметр критического сечения, м; d_2 — диаметр выходного сечения, м; $\alpha=6-12^\circ$ — угол раствора конуса.

В пароежекторных холодильных машинах допустимы обычно большие степени расширения рабочего пара p_1/p_0 , при которых сопла получаются чрезмерно длинными. Для уменьшения габаритов эжекторов большой производительности их проектируют с соплами, у которых угол раствора конуса не меньше 12° и достигает 20° . По этой же причине в одном эжекторе иногда ставят несколько сопел. Поверхности сопел должны быть обработаны по высокому классу чистоты. Входную часть сопла выполняют или в профиле четверти круга или в виде конуса.

Камера всасывания. Конструктивная форма камеры всасывания бывает различной, однако камера должна быть настолько свободной, чтобы не создавать дополнительных сопротивлений на пути эжектируемого пара. Ее размеры можно определить сообразно диаметру патрубка для эжектируемого пара, который равен обычно диаметру патрубка испарителя, принимаемому по скорости пара в нем в пределах 60—80 м/сек.

Камера смешения и диффузор. В эжекторах холодильных машин рабочий пар расширяется в сопле до давления ниже критического, и его скорость за соплом превышает скорость звука. Из теории расчета струйных аппаратов известно, что диффузор должен иметь в таких случаях вначале форму сужающегося конуса, где происходит смешение рабочего и эжектируемого потоков, далее небольшую цилиндрическую часть для выравнивания поля скоростей по сечению диффузора, а затем расширяющуюся часть, где происходит превращение кинетической энергии в потенциальную.

Рабочий диапазон температур испарения и конденсации в эжекторной холодильной машине таков, что отношение давлений $p_0/p_k > 0,577$, т. е. больше критического значения для сухого насыщенного пара. Поэтому расчет сечения горловины диффузора F_1 производят исходя из того, что паровая смесь проходит ее с критической скоростью

$$F_1 = \frac{G_p + G_n}{3600c \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}, \text{ м}^2, \quad (6-12)$$

где p_k — давление конденсации, кгс/см²; v_k — удельный объем пара при p_k на кривой насыщения, м³/кг; $c=199$.

На $i-s$ -диаграмме процесс сжатия пара в диффузоре проходит по политропе и выходит за пределы пограничной кривой (точка 4' на рис. 6-2).

Расчеты, произведенные на основе температуры перегретого пара на выходе из диффузора, установленной приближенно опытным путем, показывают, что рассчитанная по формуле (6-12) площадь сечения горловины получается заниженной [Л. 103]. Поэтому при проектировании эжектора следует увеличить расчетное значение F_1 на 10—15%.

Выходное сечение диффузора F_2 находят по формуле

$$F_2 = \frac{(G_p + G_0) v_k}{3600\omega_k}, \text{ м}^2, \quad (6-13)$$

где ω_k — скорость пара на выходе из диффузора, принимаемая 60—80 м/сек.

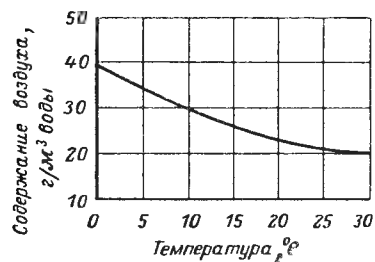


Рис. 6-7. Содержание воздуха в воде при нормальном барометрическом давлении в зависимости от температуры воды.

стимой конусности в пределах от $1/8$ до $1/10$. Чтобы уменьшить длину камеры смещения, ее иногда выполняют с переменным углом конусности таким образом, чтобы стыкование конической части камеры и цилиндрической горловины происходило под наименьшим углом.

Вспомогательные эжекторы. В холодильной машине они служат для удаления из главного конденсатора воздуха, проникающего в установку с рабочей и охлаждающей водой, рабочим паром и через неплотности в соединениях. Количество воздуха G_v , растворенного в воде и вносимого в аппараты установки, можно определить по графику рис. 6-7 или по приближенной формуле Ф. И. Вейса:

$$G_v = 0,001 (0,25W + 0,8D), \text{ кг/ч}, \quad (6-14)$$

где W — расход воды, кг/ч; D — расход пара, кг/ч.

При этом следует иметь в виду, что воздух может поступать в систему отсоса с рабочей водой только при наличии открытых емкостей у потребителя холода, а с охлаждающей водой — только в конденсаторах смешительного типа.

Количество воздуха, проникающего в аппарат через неплотности, зависит от глубины вакуума и от периметра разъемных соединений. На основании опытных данных подсос воздуха через неплотности можно принимать на 1 мсг. м периметра прокладочных уплотнений равным 0,05—0,07 кг/ч.

Для того чтобы удалить воздух из главного конденсатора, его нужно сжать от 25—35 до 760 мм рт. ст. Следо-

Расстояние от выходного сечения сопла до горловины диффузора принимают равным (6—8) d_1 , однако для каждого нового эжектора этот размер проверяют и окончательно устанавливают экспериментально. Длина горловины диффузора в эжекторах завода «Компрессор» близка к ее диаметру. Длину камеры смещения и диффузора определяют по допу-

вательно, общая степень сжатия во вспомогательных эжекторах составляет около 25. В одной ступени такую степень сжатия получить нельзя, и поэтому воздушные эжекторы выполняют обычно в виде двух- или трехступенчатых агрегатов. С целью уменьшения нагрузки на каждую ступень сжатия, а следовательно, и расхода пара между ступенями пар конденсируют в промежуточных конденсаторах.

Принцип работы и методика расчета вспомогательных воздушных эжекторов такие же, как и главных эжекторов холодильной машины. Различие состоит в том, что главные эжекторы отсасывают и сжимают водяной пар, а воздушные эжекторы отсасывают паровоздушную смесь с преобладающим содержанием воздуха.

Конструкции эжекторов. Габаритные размеры главных эжекторов холодильных машин бывают настолько велики (более 2500 мм), что изготовление их в виде чугунных отливок с последующей обработкой внутренней проточной части сложно и дорого. Поэтому их изготавливают преимущественно сварными. Вспомогательные воздушные эжекторы изготавливают обычно литыми из чугуна или бронзы, и только крупногабаритные экземпляры выполняют сварными.

Некоторые конструкции главного и вспомогательного эжекторов завода «Компрессор» показаны на рис. 6-6. Паровая камера, камера всасывания и диффузор главного эжектора (рис. 6-6, а) изготовлены из листовой меди, сопла и сопловая доска — из латуни. Для уменьшения расстояния между устьем сопла и входным сечением камеры смещения сопла могут быть установлены на специальных удлинителях.

На рис. 6-6, б показан эжектор с чугунной паровой коробкой. В ее конструкции предусмотрена возможность изменения количества рабочего пара в зависимости от температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор. Коробка 1 отлита за одно целое с сопловой доской и имеет две полости, разобценные вентилем 8. Через внутреннюю полость коробки паром снабжаются пять центральных сопел, ввернутых в сопловую доску. На таком режиме происходит работа холодильной машины при наиболее часто встречающихся температурах охлаждающей воды. С повышением температуры воды открывают разобцительный вентиль, через который пар поступает в наружную полость и питает еще четыре периферийных сопла. Для экономии металла сопла 5 выполнены составными. Корпус сопла выточен из литой латуни, а наставка выдавлена из латунного листа толщиной 1—1,5 мм. При изготовлении таких сопел должно быть обеспечено высокое качество сопряжения деталей. Камера всасывания 4 в эжекторе данной конструкции сварена из углеродистой стали. Диффузор выполнен сварным из листовой стали Х18Н9Т.

На рис. 6-6, в показан вспомогательный воздушный эжектор первой ступени. Паровая коробка, камера всасывания и диффузор выполнены в виде чугунных отливок, сопла — из латуни ЛС-59-1. В паровую коробку вставлен сетчатый фильтр, предохраняющий сопло от засорения. Под соплом вложено регулировочное кольцо 10, при по-

мощи которого экспериментально устанавливают оптимальное расстояние от выхода из сопла до входа в камеру смешения, обеспечивающее высокую производительность и высокую степень сжатия эжектора.

6-5. КОНДЕНСАТОРЫ

В парозежекторных холодильных установках применяют как поверхностные, так и смесительные конденсаторы.

Температура конденсации в аппарате определяется обычно температурой охлаждающей среды (воды, воздуха) и находится в пределах 10—25°С. Соответственно давление водяного пара в конденсаторе может быть в пределе равным 0,0125—0,0323 ат. В действительности, кроме водяного пара, в конденсаторе всегда присутствуют воздух и другие неконденсирующиеся газы, и поэтому общее давление в конденсаторе равно сумме парциальных давлений водяного пара и газов. Однако в расчетах можно принимать, что давление конденсации равно давлению насыщенного водяного пара при установившейся температуре конденсации. Вместе с тем давление в конденсаторе зависит от кратности охлаждения m :

$$m = \frac{G_w}{G_p + G_n}, \text{ кг'кг.} \tag{6-15}$$

Чем выше кратность охлаждения, т. е. чем больше количество охлаждающей воды G_w , затраченной на конденсацию 1 кг пара, тем ниже давление конденсации. В эжекторных холодильных машинах $m = (80\text{—}160) \text{ кг/кг}$. При уменьшении разности δt между температурой конденсации t_k и температурой охлаждающей воды на выходе из конденсатора t_{w2} расход охлаждающей воды снижается. В поверхностных конденсаторах $\delta t = 3\text{—}5 \text{ град}$, в смесительных конденсаторах при большой кратности охлаждения она может быть доведена до 0,5—1 град, в чем и заключается одно из преимуществ таких конденсаторов.

Поверхностные конденсаторы парозежекторных холодильных машин выполняют в виде горизонтальных кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции, т. е. с приваренными к корпусу трубными решетками (рис. 6-8). Часть охлаждающих трубок конденсатора (5—6% от общего их числа) отделяют от остального пучка диафрагмой 9 для дополнительного охлаждения воздуха, отсасываемого через штуцер 10. Благодаря устройству такого

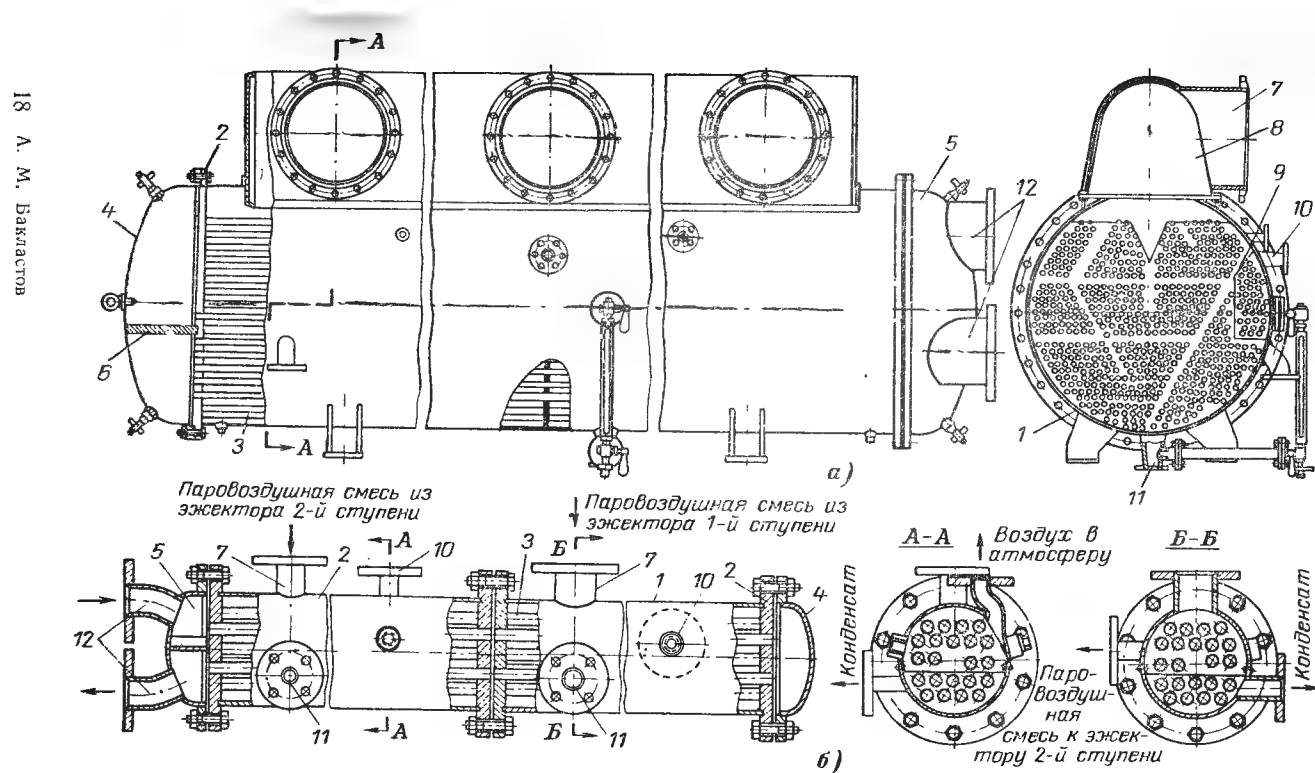


Рис. 6-8. Конструкции поверхностных конденсаторов парозежекторной холодильной установки.

а — главный конденсатор; *б* — блок вспомогательных конденсаторов; 1 — корпус; 2 — трубная решетка; 3 — трубы; 4 — задняя крышка; 5 — передняя крышка; 6 — перегородка в крышке; 7 — патрубок для ввода пара; 8 — пароприемник; 9 — диафрагма; 10 — патрубок для отсоса воздуха; 11 — патрубок для отвода конденсата; 12 — патрубки для охлаждающей воды.

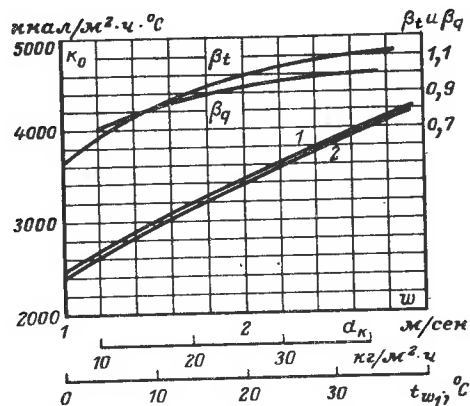


Рис. 6-9. Зависимость коэффициента теплопередачи k_0 и коэффициентов β_q и β_t от паровой нагрузки конденсатора, скорости охлаждающей воды и ее температуры при входе в конденсатор.

1 — коэффициент теплопередачи для латунных труб диаметром 16 мм; 2 — то же для труб диаметром 19 мм.

воздухоохладителя удельный объем воздуха уменьшается, чем достигается снижение расхода рабочего пара на вспомогательные эжекторы.

Тепловой и конструктивный расчеты поверхностных конденсаторов не отличаются от таковых для любых трубчатых теплообменников. Данные о конденсаторах приведены в [Л. 38].

Для расчета поверхностных конденсаторов эжекторных холодильных машин проектные организации пользуются обычно опытными величинами коэффициентов теплопередачи для аналогичных или сходных по конструкции конденсаторов. На рис. 6-9 приведены предлагаемые М. Г. Шумелинским зависимости коэффициента теплопередачи k от скорости воды в трубах с учетом влияния паровой нагрузки (β_q) и температуры охлаждающей воды (β_t). Значение коэффициента загрязнения β_z рекомендуется принимать в расчетах равным 0,85.

По условиям коррозии материалов конденсаторных труб выбирают латунь Л 68 для пресной воды и мельхиор МН70-30 для морской воды. Диаметр труб — $19/17$ или $16/14$ мм. Для загрязненной охлаждающей воды рекомендуется применять трубы большего диаметра.

Скорость охлаждающей воды в трубах конденсатора выбирают из условий ударной эрозии входных концов труб: для пресной воды не более 2,5—3, для морской — до 1,5 м/сек.

Поверхность вспомогательных конденсаторов рассчитывают исходя из количества паровоздушной смеси, поступающей из вспомогательных эжекторов. На рис. 6-8, б показана конструкция блока вспомогательных поверхностных конденсаторов.

Смесительные конденсаторы могут работать по прямоточному и противоточному принципу. В прямоточных конденсаторах воздух отсасывается из нижней части аппарата, где температуры уже участвовавших в тепло- и массообмене охлаждающей воды и паровоздушной смеси максимальны. Если принять во внимание, что температура охлаждающей воды в конденсаторе всегда ниже температуры паровоздушной смеси, а температура конденсации всегда должна быть выше температуры паровоздушной смеси в месте ее отсоса, то в прямоточных конденсаторах для получения малых δt требуется увеличенный расход воды. Противоточные смесительные конденсаторы устроены так, что паровоздушная смесь отсасывается из верхней части аппарата после контактирования ее со свежей, самой холодной водой. Удельный объем смеси в месте отсоса, а следовательно, расход рабочего пара на ее удаление — минимальны. Температура охлаждающей воды на выходе из аппарата (при встрече с поступающим для конденсации паром) может достичь температуры конденсации, т. е. могут быть созданы условия, при которых δt может быть близкой к нулю. Таким образом, по сравнению с прямоточными противоточные конденсаторы работают с меньшей кратностью охлаждения и с меньшим расходом пара на откачивание воздуха.

По способу отвода смеси воды и конденсата смесительные конденсаторы разделяются на конденсаторы низкого уровня (рис. 6-10, а) и высокого уровня (рис. 6-10, б и в). В первых вода и конденсат отводятся специальным отливным насосом. В конденсаторах высокого уровня (или, как их называют, барометрических) вода отводится самотеком под действием силы тяжести. Таким образом, при определенных затратах на установку барометрических конденсаторов на высокой отметке (12—14 м) расходы сокращаются вследствие отсутствия сливного паса и за счет отсутствия затрат энергии на откачку смеси воды и конденсата.

Главный конденсатор (рис. 6-10, б) — двухступенчатый. Охлаждающая вода, входящая через штуцер 10, протекает частично через отверстие лотка 2 на нижнюю центральную тарелку 3 и частично перетекает через борт на кольцевую тарелку 4. Далее вода, переливаясь с тарелки на тарелку, образует сплошную водяную завесу из струй в верхней, а затем в нижней ступенях конденсатора. Пар из главных эжекторов поступает двумя потоками раздельно в нижнюю и в верхнюю ступени. В верхней части каждой ступени конденсатора имеется штуцер 11 для отвода паровоздушной смеси к вспомогательным эжекторам.

Конструкция и работа вспомогательного конденсатора ясны из рис. 6-10, в.

Смесительные конденсаторы тарельчатого типа требуют строго вертикальной установки по отвесу. При нарушении этого условия слив воды с тарелок будет односторонним, сплошность водяных завес нарушится и резко ухудшатся условия тепло- и массообмена между охлаждающей водой и конденсирующимся паром.

В конденсаторах с корпусом диаметром до 600 мм тарелки конструируют только с переливами, без отверстий. При больших диаметрах — тарелки перфорированные, с отверстиями диаметром 5—15 мм. Диаметр корпуса конденсатора определяют, исходя из скорости пара в свободном сечении $w_n = 12—15$ м/сек. По опытным данным высота барометрического конденсатора или отдельной его ступени равна 2—2,5 м, число тарелок — 4—6. Расстояние между тарелками принимают равным 350 мм в верхней части конденсатора и

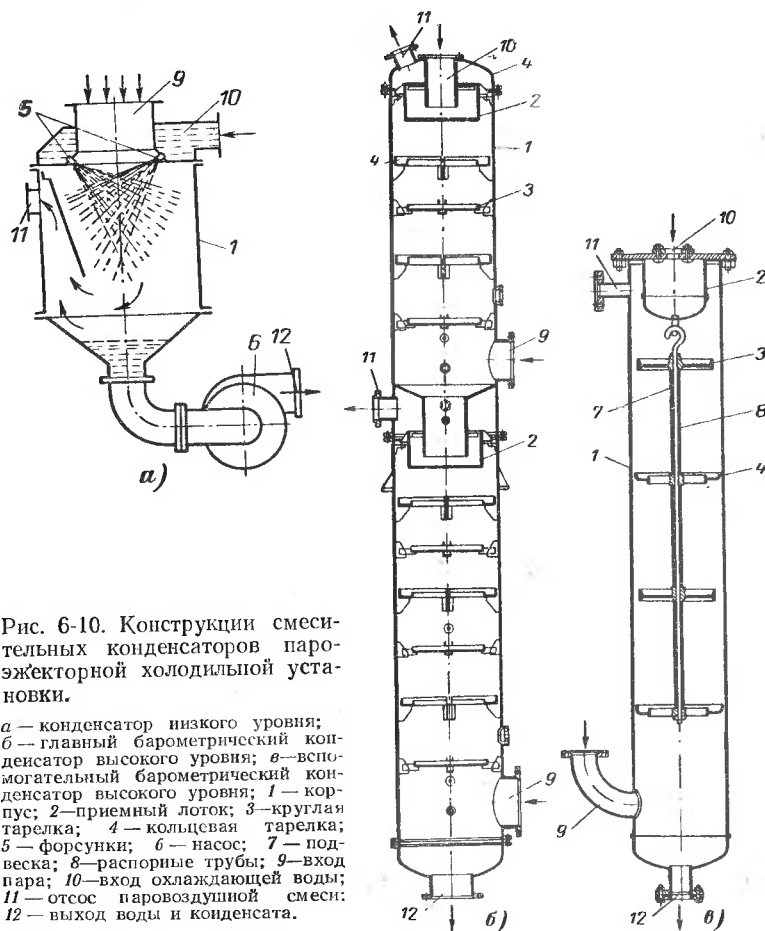


Рис. 6-10. Конструкции смесительных конденсаторов пароэжекторной холодильной установки.

а — конденсатор низкого уровня; б — главный барометрический конденсатор высокого уровня; в — вспомогательный барометрический конденсатор высокого уровня; 1 — корпус; 2 — приемный лоток; 3 — круглая тарелка; 4 — кольцевая тарелка; 5 — форсунки; 6 — насос; 7 — подвеска; 8 — распорные трубы; 9 — вход пара; 10 — вход охлаждающей воды; 11 — отсос паровоздушной смеси; 12 — выход воды и конденсата.

400 мм в нижней. Площадь тарелки не должна перекрывать более 50% поперечного сечения конденсатора.

Расчет процесса тепло- и массообмена в смесительных конденсаторах можно производить по методике, изложенной в гл. 4.

6-6. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПАРОЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

1. Уточняют схему холодильной установки и исходные данные для расчета:

а) номинальную холодопроизводительность Q_0^H

- б) температуру охлаждающей (рабочей) воды на выходе из испарителя, равную температуре испарения, t_0 ;
- в) температуру конденсации t_k ;
- г) давление рабочего пара перед соплами эжекторов p_1 ;
- д) степень сухости рабочего пара x_1 ;
- е) предельное максимальное давление в конденсаторе p_k ;
- ж) максимальную температуру охлаждающей воды при входе в конденсатор $t_{в0}$.

2. Строят процесс работы эжекторной холодильной машины в $i-s$ -диаграмме (рис. 6-2). По $i-s$ -диаграмме определяют $\Delta i_1 = i_1 - i_2$ и $\Delta i_2 = i_{10} - i_9$, а затем находят отношение $\Delta i_2 / \Delta i_1$.

3. По графику рис. 6-3 находят коэффициент удельного расхода рабочего пара a_d и принимают его в расчете с увеличением на 5—10%.

4. Пренебрегая затратами энергии на перекачку воды из конденсатора в парогенератор, находят коэффициент удельного расхода рабочего пара в теоретическом цикле:

$$a = \frac{i_{10} - i_9}{i_1 - i_{11}} = \frac{\Delta i_2}{i_1 - i_{11}}, \text{ кг/кг.}$$

5. Определяют степень термодинамического совершенства эжекторной машины для теоретического обратимого процесса по формуле

$$\eta = \frac{a}{a_d}.$$

6. С учетом теплопритока через корпус испарителя и трубопроводы циркулирующей холодной воды, оцениваемого в 1,5—2%, определяют холодопроизводительность машины брутто Q_0' по испарителю в виде

$$Q_0' = 0,015 Q_0.$$

7. Определяют количество холодного пара G'_H , которое необходимо отсасывать из испарителя:

а) задаются температурой конденсата, поступающего в испаритель для компенсации испарившейся части воды ($t_{пн} \approx 35^\circ \text{C}$);

б) по таблице для водяного пара при $t_0 = 5^\circ \text{C}$ находят скрытую теплоту испарения r_0 ;

в) по формуле (6-6) находят значение G'_H .

8. Определяют объем пара, который отсасывается главным эжектором:

а) по таблицам находят удельный объем насыщенного пара v_0'' и вносят поправку на влажность для условий всасывания:

$$v_0 = x v_0'' = 0,95 v_0'';$$

б) определяют действительный объем отсасываемого пара V :

$$V = G'_H v_0.$$

9. Определяют диаметр и длину испарителя, исходя из средней скорости пара в паровом пространстве над зеркалом испарения аппарата, равной 10 м/сек.

10. Задаввшись скоростью пара во всасывающем патрубке эжектора $\omega_{\pi}=70-80$ м/сек и приняв число главных эжекторов n (например, $n=3$), находят диаметр этих патрубков по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4V_0}{3600 \pi \omega_{\pi}}}, \text{ м.}$$

11. Определяют по формуле (6-5) количество рабочей воды W_{π} , циркулирующей через испаритель, на основе заданного охлаждения ее в испарителе $\Delta t_{\pi}=2-4$ град.

12. Находят расход рабочего пара G_p на главные эжекторы холодильной машины:

$$G_p = a_d G'_n.$$

13. Задаются числом сопел в одном главном эжекторе (1, 3, 5, 7, 9) и определяют наименьшее сечение проточной части сопла по формуле (6-8) и диаметр горловины сопла.

14. По формуле (6-10) находят скорость рабочего пара после адиабатического расширения в сопле.

15. По формуле (6-9) определяют площадь и затем диаметр выходного сечения сопла.

16. Задаввшись углом раствора конуса расширяющейся части сопла, определяют ее длину по формуле (6-11). При конструировании сопел и эжектора может оказаться необходимым уменьшить длину расширяющейся части сопла за счет увеличения угла α или увеличить число сопел в эжекторе.

17. По температуре конденсации t_k в таблице водяного пара находят значения удельного объема пара v_k и его давления p_k . Затем по формуле (6-12) определяют проходное сечение и диаметр горловины диффузора.

18. Задаются скоростью пара в выходном сечении из диффузора (60—70 м/сек) и по формуле (6-13) определяют проходное сечение диффузора и его диаметр на выходе из диффузора.

19. В соответствии с приведенными выше рекомендациями (стр. 270) выбирают расстояние от выходного сечения сопла до горловины диффузора, длину горловины и расширяющейся части диффузора.

20. Определяют общее количество пара G , выходящего из главных эжекторов в главный конденсатор холодильной установки:

$$G = G'_p + G'_n.$$

21. По $i-s$ -диаграмме определяют энтальпию пара, поступающего в конденсатор.

22. В соответствии с приведенными на стр. 274. рекомендациями выбирают скорость воды в трубах, паровую нагрузку и паружный диаметр труб; по графикам (рис. 6-9) определяют значение опытного коэффициента теплопередачи k_0 , вводят коэффициент загрязнения $\beta_s=0,85$ и находят значение коэффициента теплопередачи k для рассчитываемого поверхностного конденсатора:

$$k = \beta_s \beta_a \beta_i k_0.$$

23. Задаввшись кратностью охлаждения m (от 80 до 160) и температурой конденсата при выходе из конденсатора [$t'_k = t_k + (3-5)^{\circ}\text{C}$],

находят количество охлаждающей воды G_w :

$$G_w = m (G'_p + G'_n)$$

и подогрев воды Δt_w в главном конденсаторе:

$$\Delta t_w = \frac{i_{\pi} - t'_k}{m}.$$

Температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \Delta t_w.$$

24. Определяют среднюю разность температур конденсирующего пара и охлаждающей воды Δt_{cp} по формуле Грасгофа:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_w}{2,3 \lg \frac{t_k - t_{w_1}}{t_k - t_{w_2}}}.$$

25. Определяют необходимую поверхность теплообмена в конденсаторе F_k по уравнению

$$F_k = \frac{(G'_p + G'_n)(i_{\pi} - t'_k)}{k \Delta t_{cp}}.$$

К полученной расчетом поверхности конденсации прибавляют 5% поверхности для охлаждения воздуха и получают конструктивную поверхность конденсатора F'_k .

26. В соответствии с последовательностью расчета рекуперативных аппаратов (стр. 52) производят конструктивный расчет конденсатора.

27. В аналогичной последовательности производят расчет вспомогательных эжекторов для отсоса воздуха и вспомогательных конденсаторов. Количество отсасываемого воздуха определяют по формуле (6-14).

28. Подбирают вспомогательное оборудование: насосы, баки, конденсатоотводчики, арматуру, КИП, автоматику.

6-7. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ

В абсорбционной холодильной машине круговой цикл основан на затрате тепловой энергии извне и осуществляется с помощью бинарной смеси веществ: одно из них служит хладагентом, а другое — поглотителем (абсорбентом). Наиболее распространенной бинарной смесью является водоаммиачный раствор. Из других бинарных смесей, применяемых в абсорбционных холодильных установках для получения температур захлаживания не ниже 0°C (кондиционирование воздуха, охлаждение воды), можно назвать фреон-21 с абсорбентом ди-

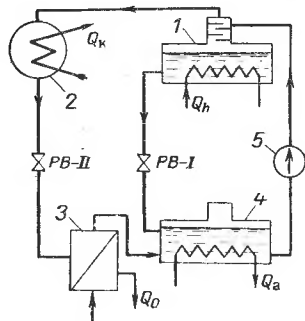


Рис. 6-11. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки непрерывного действия.

Принцип действия абсорбционной холодильной машины показан на рис. 6-11. В испарителе 3 за счет тепла охлаждаемой среды (рассола) происходит кипение аммиака при заданном давлении. Пары аммиака поступают в абсорбер 4, где абсорбируются слабым водоаммиачным раствором. Поскольку процесс абсорбции сопровождается выделением тепла Q_a , это тепло отводится из абсорбера охлаждающей водой. Для получения новой порции холода необходимо из образовавшегося в абсорбере крепкого раствора выделить пары аммиака и направить их в конденсатор 2, а затем через регулирующий вентиль РВ-II — в испаритель. Для этой цели перекачивающим насосом 5 крепкий раствор направляют из абсорбера в кипятыльник (генератор) 1 с давлением p_k , соответствующим давлению в конденсаторе (в действительности несколько большим — на величину гидравлических потерь в соединительном трубопроводе). В генераторе благодаря разгонке раствора, причем пары аммиака уходят преимущественно в конденсатор, а обедненный водный раствор аммиака остается в генераторе. Слабый раствор возвращается из генератора в абсорбер через дроссельный регулирующий вентиль РВ-I, в котором давление снижается до p_0 , соответствующего давлению в абсорбере и в испарителе.

Таким образом, в абсорбционной холодильной маши-

метилэфиртетраэтиленгликолем и воду с абсорбентом бромистым литием [Л. 21, 50, 74].

Различают непрерывно действующие и периодически (циклично) действующие абсорбционные установки.

Абсорбционные установки непрерывного действия имеют испаритель, конденсатор и дроссельный регулирующий вентиль, подобные одноименным аппаратам компрессионных холодильных машин, а также абсорбер, генератор, водоаммиачный насос и вспомогательные аппараты — ректификатор и теплообменник.

не наряду с циркуляцией хладагента осуществляется циркуляция раствора между абсорбером и генератором. Заметим также, что теоретически наиболее низкая температура раствора в абсорбере равна температуре охлаждающей его воды, и, таким образом, температура раствора будет значительно выше температуры паров аммиака, отсасываемых из испарителя. Однако это обстоятельство не служит препятствием к поглощению раствором паров аммиака, так как единственным условием осуществления абсорбции является наличие в абсорбере раствора с концентрацией паров аммиака, меньшей, чем в испарителе. Следует иметь в виду и то, что температура слабого раствора, выходящего из генератора в абсорбер, выше температуры уходящего из абсорбера крепкого раствора. Однако давление в абсорбере сохраняется постоянным, так как в отличие от чистых жидкостей температуры кипения растворов могут иметь различные значения при одном и том же давлении в зависимости от их концентрации.

Исходя из равенства количеств подведенного и отведенного тепла, уравнение теплового баланса холодильной машины можно выразить в виде (рис. 6-11)

$$Q_k + Q_a = Q_0 + Q_h + AL_n, \quad (6-16)$$

где Q_k — тепло конденсации хладагента, ккал; Q_a — тепло абсорбции паров аммиака раствором в абсорбере, ккал; Q_0 — холодопроизводительность установки, ккал; Q_h — тепло, подводимое в генераторе, ккал; AL_n — работа, затрачиваемая в насосе на перекачивание раствора, ккал.

Так как величина тепловой работы насоса AL_n незначительна по сравнению с теплом Q_h , подведенным к генератору, то, суммируя $(Q_h + AL_n)$ в одну величину теплового расхода Q_w , получаем:

$$Q_k + Q_a = Q_0 + Q_w. \quad (6-17)$$

Величина теплового коэффициента ϵ_A , характеризующего степень внутреннего энергетического совершенства машины, определяется из условия

$$\epsilon_A = \frac{Q_0}{Q_w} \approx \frac{Q_0}{Q_h}. \quad (6-18)$$

Известны следующие группы абсорбционных машин непрерывного действия: одноступенчатые, применяемые при наличии источника тепла с температурой 100—150° С